

Entwicklung und Anwendung eines effizienten Simulationsmodells zur physikalischen Beschreibung von Fahrzeugcrashes

Von der Fakultät für Ingenieurwissenschaften, Abteilung Maschinenbau

der

Universität Duisburg-Essen

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieurin

genehmigte Dissertation

von

Jeannette Heide

aus

Duisburg

Gutachter: Univ.-Prof. Dr. Dieter Schramm
Univ.-Prof. Dr. Wojciech Kowalczyk

Tag der mündlichen Prüfung: 26. August 2014

1 Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Unfallstatistiken & Szenarien	1
1.2	Folgen des Trends zum Leichtbau	7
2	Stand der Wissenschaft	11
2.1	Gängige Modellierungsverfahren	11
2.1.1	Analytische Modelle	11
2.1.2	Mehrkörpersimulations-Modelle	12
2.1.3	Finite Elemente Modelle (FEM)	12
2.1.4	Bemerkungen zur Methodenwahl	14
2.2	Bisherige Arbeiten	15
3	Mechanische Mehrkörpersysteme	17
3.1	Bewegung des starren Körpers	18
3.1.1	Lagebeschreibung	18
3.1.2	Geschwindigkeitsbeschreibung	19
3.2	Bindungen in Mehrkörpersystemen	20
3.2.1	Definitionspunkte und -vektoren	21
3.2.2	Bindungsgleichungen ausgesuchter Gelenke	22
3.2.3	Geschwindigkeiten	24
3.2.4	Beschleunigungen	28
3.2.5	Bewegungsgleichungen	29
3.2.6	Das Runge-Kutta-Nyström Verfahren	30
3.3	Kinematische Ketten	31
3.3.1	Offene kinematische Kette	31
3.3.2	Geschlossene kinematische Ketten	31
3.3.3	Komplexe kinematische Ketten	32
3.3.4	Freiheitsgrade	32
3.3.5	Schließbedingungen	33
4	Auslegung und Aufbau eines 2D-Frontstrukturmodells	37
4.1	Analyse	37
4.1.1	Genauere Betrachtung von Fahrzeugfrontstrukturen	37

4.1.2	Genauere Betrachtung von Crashsignalen.....	43
4.1.3	Relevante Lastfälle	47
4.1.4	Signalanalyse	49
4.2	Physikalische Modellierung.....	55
4.2.1	Auslegung der Frontstrukturgeometrie	55
4.2.2	Kompression und Restitution.....	62
4.2.3	Modellierung der Barriere.....	62
4.3	Adaption des MK-Modells an ein Referenzfahrzeug.....	64
4.3.1	Initiale Anpassung der Fahrzeugparameter	64
4.3.2	Angleichung der Kraftniveaus aufgrund von Signaldaten	65
4.3.3	Zwischenstand/ Erste Ergebnisse	67
5	Modifikation des Grundverhaltens (Schwingungen, Kraftniveaus).....	70
5.1	Schwingungs-Charakteristika	70
5.2	Konzept	74
5.3	Daten und Frequenzanalyse.....	76
5.3.1	Separation des Differenzsignals	77
5.3.2	Fourier-Transformation und Hanning Fenster	78
5.4	Generierung des Lookup Tables.....	83
5.5	Erstellung des Schwingungsmodells	85
5.6	Programmstruktur.....	87
5.7	Simulationsergebnisse	89
6	Automatische Parametrierung des Modells.....	92
6.1	Gängige Optimierungsverfahren und Methodenwahl.....	92
6.2	Automatische Anpassung des MK-Modells.....	95
6.3	Automatische Anpassung des Schwingungsmodells.....	98
6.4	Simulationsergebnisse	102
7	Zusammenfassung und Ausblick.....	106
7.1	Zusammenfassung.....	106
7.2	Ausblick	108
	Literaturverzeichnis.....	110

1 Einleitung

1.1 Unfallstatistiken & Szenarien

Die weltweit kontinuierliche Zunahme der Verkehrsdichte und die ständig wachsende Komplexität des Straßenverkehrs stellen die Verkehrsteilnehmer vor immer größere Herausforderungen. Lag der deutsche Kraftfahrzeugbestand 1950 noch bei 2,4 Mio. Fahrzeugen, befuhren sechs Jahrzehnte später bereits 52,3 Mio. Kraftfahrzeuge Deutschlands Verkehrswege [1]. An diesem rapiden Anstieg haben die Personenkraftwagen mit etwa 79% den größten Anteil.

Die rasante Entwicklung der Motorisierung trieb den Ausbau des Straßennetzes massiv voran. Jedoch expandierte die Infrastruktur nicht im gleichen Maße, wie das Verkehrsaufkommen. Während der Anteil der Kraftfahrzeuge zwischen 1950 und 2010 um mehr als 1000% anstieg, konnte das Bundesstraßenverkehrsnetz (inkl. Bundesautobahn, Bundesstraßen, Bundesfernstraßen) nur einen Zuwachs von 200% verzeichnen (Bundesanstalt für Straßenwesen).

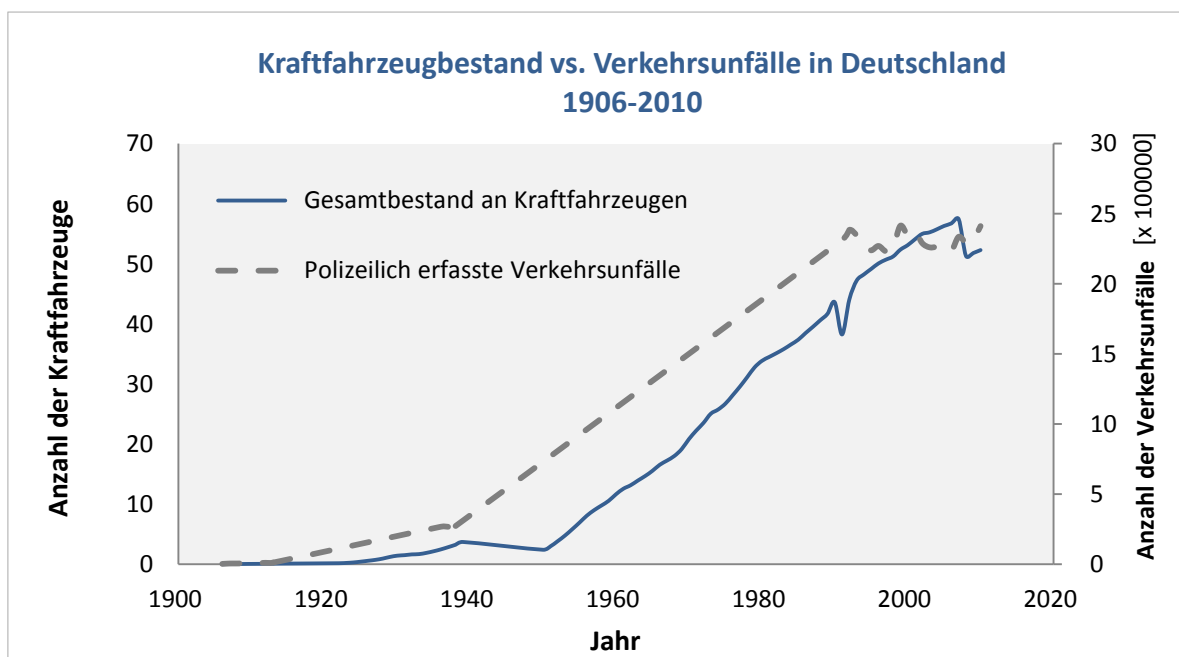


Abbildung 1.1: Verkehrsaufkommen vs. Kollisionen [Deutsches Institut für Verkehrsforschung]

Die Folge war eine kontinuierliche Erhöhung der Verkehrsdichte und ein daraus resultierender stetiger Anstieg des allgemeinen Kollisionsrisikos im Straßenverkehr. Die Unfallstatistik des „Deutschen Instituts für Verkehrsforschung“ zeigt daher einen nahezu parallelen Zuwachs der Verkehrsunfälle und des jeweiligen Kraftfahrzeugbestands (Abbildung 1.1).

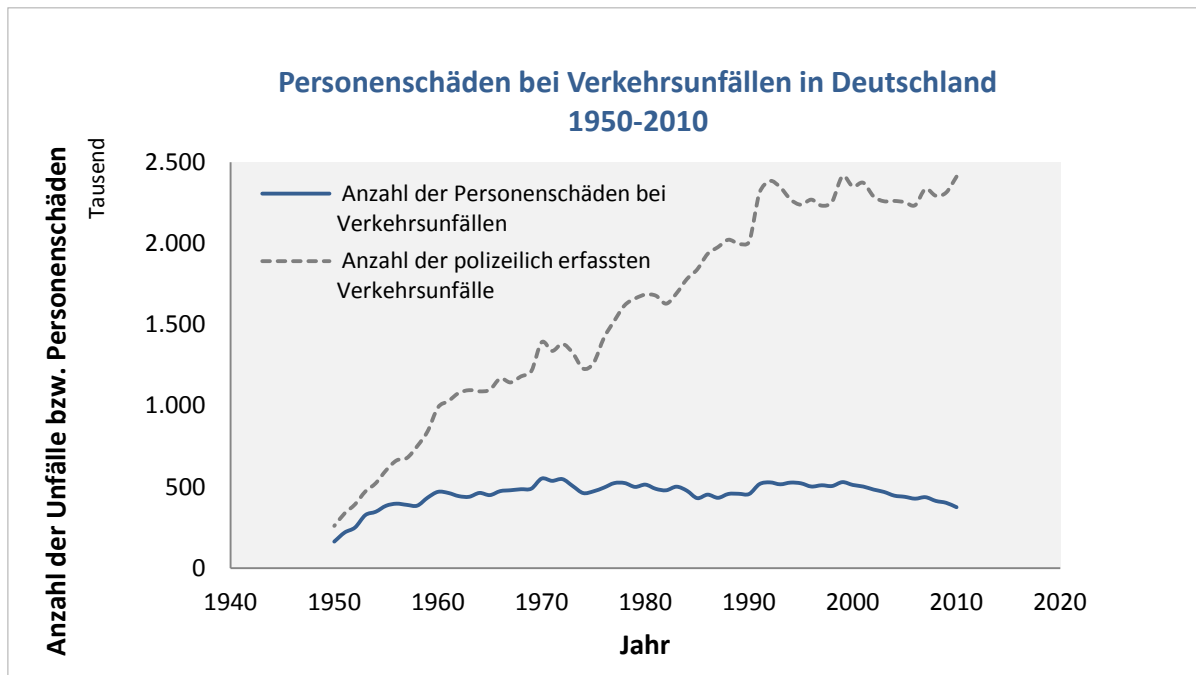


Abbildung 1.2: Personenschäden bei Verkehrskollisionen in Deutschland [2]

Als Reaktion darauf richtete die Fahrzeugindustrie ihren Fokus verstärkt auf die Entwicklung passiver Sicherheitssysteme, mit dem Ziel, das Verletzungsrisiko der Insassen im Falle einer Kollision zu minimieren. Zwar wurden die ersten Meilensteine bereits 1951 mit der Entwicklung der Sicherheitsfahrgastzelle (Daimler Benz) und 1956 durch den ersten serienmäßigen Einbau des Dreipunkt-Sicherheitsgutes (Volvo) gelegt, jedoch führte erst die Einführung der Gurtpflicht im Jahr 1976, zu den ersten starken Regressionen der Unfallschwere. So erreichte die Zahl der Personenschäden bereits in den 70er Jahren ihren Zenit (Abbildung 1.2). Die serienmäßige Einführung des Airbags 1980 setzte diesen Trend fort [3]. Einen entscheidenden Beitrag leistete auch die kontinuierliche Weiterentwicklung energiedissipierender Fahrzeugstrukturen. Diese verteilen im Falle eines Aufpralls die Deformationsenergie optimal auf ihre Struktur und minimieren als Folge die Deformation der Fahrgastzelle, dem sogenannten Überlebensraum. Die Rohbaustuktur des Fahrzeugs übernahm erstmals eine wesentliche Rolle im Insassenschutz [4].



Abbildung 1.3: Rohbaustuktur eines BMW 3er [BMW]

In den Folgejahren wurde es um die Entwicklungen in der Passiven Sicherheit ruhiger. Erst die Einführung der Euro NCAP-Crashtests 1997 initiierte eine erneute Fokussierung der Hersteller auf die Erhöhung des Sicherheitsniveaus von Neufahrzeugen. Es folgte eine gezielte Auslegung der Fahrzeugstrukturen auf diese neuen herausfordernden Crashdisziplinen, die bis heute das Aussehen und die Funktion der Rohbaustrukturen bestimmen.

Crashszenarien

Fahrzeuge werden jedoch nicht nur den verbraucherschutzrelevanten NCAP-Crashverfahren unterzogen. Jeder Fahrzeugtyp, der eine Straßenzulassung erhalten soll, muss eine Reihe gesetzlicher Genehmigungsverfahren durchlaufen. Die Bewertungskriterien hängen von den Sicherheitsvorschriften des jeweiligen Landes ab. In Europa werden diese Testverfahren durch die sogenannten ECE-Regelungen festgelegt [5], [6]. Dabei handelt es sich um einen Vorschriftenkatalog, der die einheitlichen technischen Richtlinien für Radfahrzeuge in der EU zusammenfasst. In der Passiven Sicherheit müssen dazu Zielvorgaben in vordefinierten Front-, Seiten- und Heckcrashes sowie im Fußgängerschutz erfüllt werden. Resultate sind entweder die Erfüllung der Forderungen oder ein Offenlegen der Defizite, jedoch ohne diese zu publizieren. Anders verhält es sich bei den NCAP-Verbraucherschutztests, die die gesetzlichen Anforderungen deutlich übersteigen. Die Vergabe der bekannten Sicherheitssterne und die medienstarke Veröffentlichung der Ergebnisse fördern den Wettbewerb zwischen den Herstellern. Aufgrund dieses Drucks werden neue Fahrzeugtypen nicht nur auf die Erfüllung der zulassungsrelevanten Kriterien, sondern in gleichem Maße auch auf die Erfüllung der verbraucherschutzrelevanten Crashtests ausgelegt. In Europa ist dies der Euro NCAP.

International gibt es noch eine Vielzahl weiterer Vorschriften und Anforderungen. Beispielsweise der US-amerikanische „Federal Motor Vehicle Safety Standard (FMVSS)“, der die Mindestanforderungen von Fahrzeugbauteilen definiert oder die Crashtests nach den „US NCAP“- oder „J NCAP“-Vorgaben [7]. Abbildung 1.4 zeigt einen Auszug aus den organisationsspezifischen Crashdisziplinen.

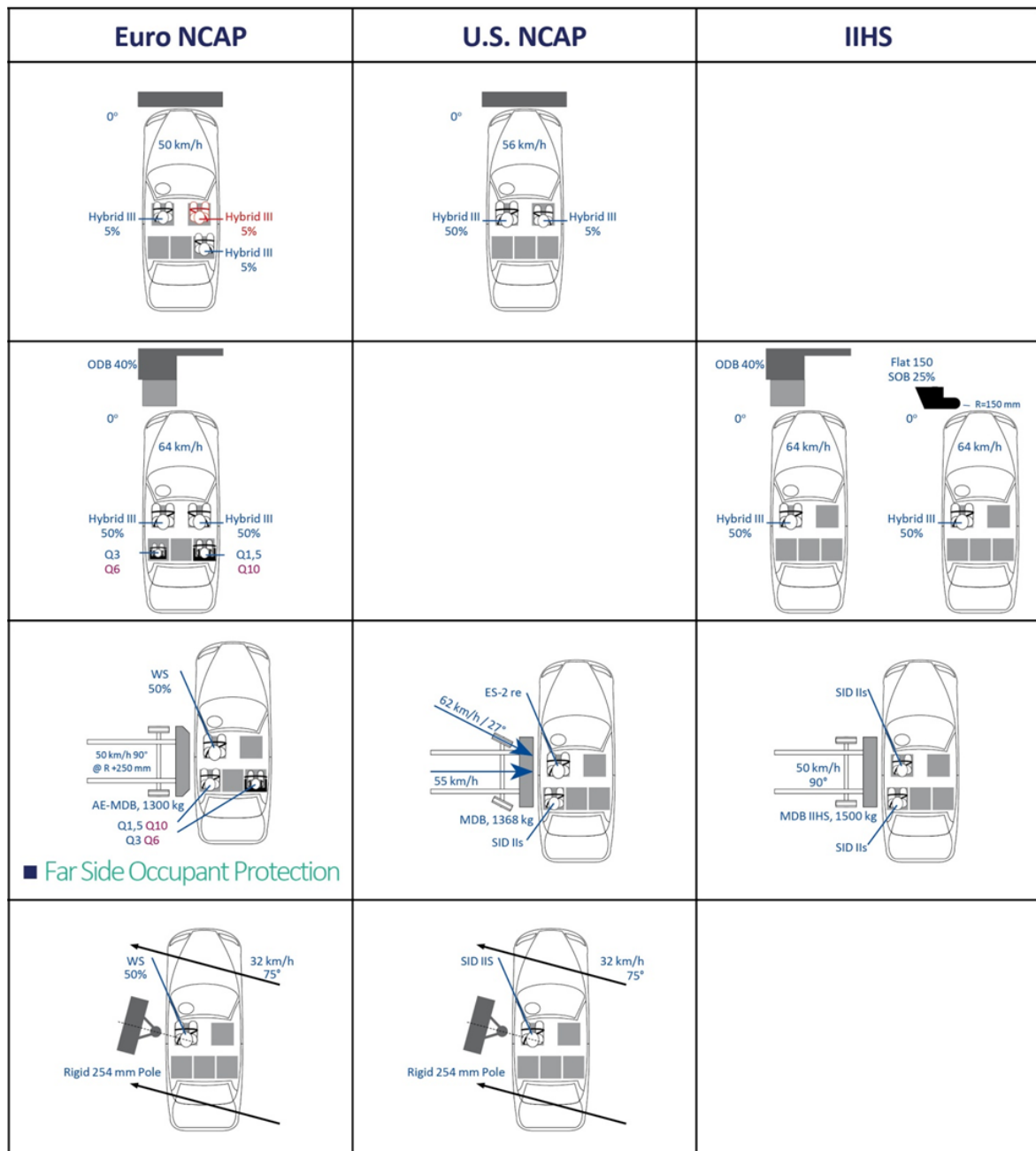


Abbildung 1.4: Schematische Abbildung internationaler Crashdisziplinen (Safety Wissen by Carhs)

Um ihre Produkte auch auf dem internationalen Markt erfolgreich platzieren zu können, müssen europäische Automobilhersteller die Derivate ihrer Fahrzeuge gezielt auf die Crashtest-Verfahren des jeweiligen Landes auslegen. Dies bedeutet einen enormen Entwicklungsaufwand, da jede Crashdisziplin ihre spezifischen Anforderungen an die Fahrzeugstruktur hat. Ein Beispiel dafür ist der seit 2012 von der amerikanischen Organisation IIHS durchgeführte Small-Overlap-Test [8].

Dieses neue, noch nicht gesetzlich festgelegte Testverfahren, bei der das Fahrzeug mit 64 km/h bei 25%iger Überdeckung auf eine starre Barriere fährt, traf die deutschen Automobilhersteller völlig unvorbereitet und führte zu einem marginalen bis mangelhaften Abschneiden der ansonsten als besonders sicher geltenden deutschen Premium-Fahrzeuge [9]. Als Reaktion darauf wurde diese Crashdisziplin umgehend in das Test-Portfolio der Hersteller aufgenommen. Somit zeigt sich, dass auch nach über 100 Jahren der Fahrzeugentwicklung noch fundamentale Fahrzeugkomponenten wie die Karosserie ständigen Anpassungen und stetiger Weiterentwicklung unterworfen sind.

Die Richtung, in die sich eine Karosserie entwickelt, hängt also von den Anforderungen ab, die sich wiederum aus dem täglichen Unfallgeschehen ergeben. Ein Beispiel dafür ist ein spezielles Testverfahren der USA. Hier kommt es durch unbeplante, straßennahe Böschungen schnell zu Überschlägen, weshalb Dacheindrücktests sowie diverse Rolloverversuche zu den zulassungsrelevanten Prüfverfahren gehören. In Europa wiederum wird bei der Fahrzeugzulassung auf diese Tests völlig verzichtet, da dieses Unfallszenario statistisch zu selten auftritt. In erster Linie bestimmt also das Unfallvorkommen den Anforderungskatalog. Dabei werden die Unfallszenarien zunächst grob in Frontal-, Seiten- und Heckaufprall unterteilt. In Deutschland ist der Frontalaufprall die mit Abstand häufigste Kollisionsform (Abbildung 1.5).

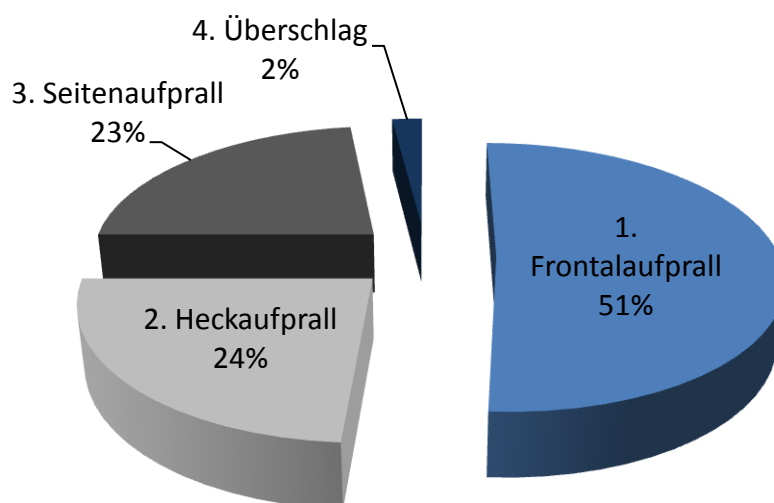


Abbildung 1.5: Verteilung der Unfallarten in Deutschland [10]

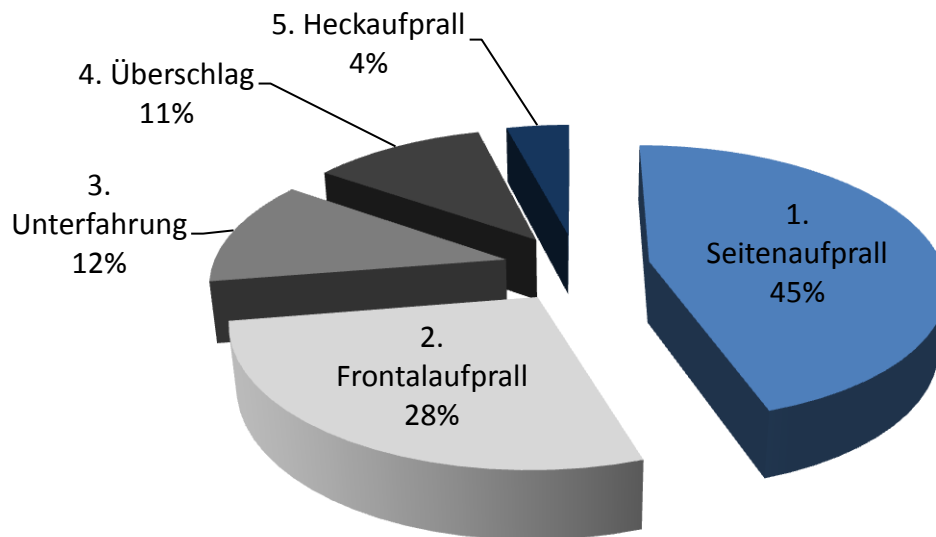


Abbildung 1.6: Verteilung der Unfälle mit Todesfolge [11]

Die Vermutung liegt also nahe, dass diese Unfallart auch die meisten Todesopfer fordert. Dies verhält sich jedoch anders. Die tatsächlich größte Gefährdung liegt bei einem Seitenaufprall (Abbildung 1.6), da die Insassen aufgrund des fehlenden Deformationsweges (auch Knautschzone genannt) besonders hohen Belastungen ausgesetzt sind. Deshalb werden neben robust ausgelegten Seitenstrukturen zusätzlich Drucksensoren in die Türen verbaut, die beim Überschreiten eines gewissen Schwellenwertes sofort ein Signal an das Airbagsteuergerät senden [12]. Diese direkte Crashsensierung an der äußersten Seitenstruktur erlaubt eine frühestmögliche Aktivierung aller erforderlichen Rückhalte- und Sicherheitssysteme (z.B. Seitenairbags, Gurtstraffer etc.). Daraus resultiert eine optimale Ausnutzung der Zeit zwischen Kollisionsbeginn und dem etwaigen Kontakt mit dem Insassen. Beim Frontalcrash hingegen wird aufgrund der großen Deformationszone oftmals auf eine direkte Sensierung an der Fahrzeugfront verzichtet und die Beschleunigungssignale erst im Bereich der Fahrgastzelle abgegriffen. Die Bewertung der Unfallart und Unfallschwere ist hier jedoch erheblich schwieriger, da die deformierenden Strukturen des Vorderwagens Einfluss auf das Signal nehmen. Die Frontstruktur bietet da wesentlich mehr Spielraum, weshalb diese nun stärker in den Fokus tritt.

Die Auslegung einer Frontstruktur ist jedoch äußerst diffizil. Die Herausforderung liegt in der Erfüllung stark gegenläufiger Anforderungen. Einerseits muss die Struktur steif und robust sein, um den Insassen einen Überlebensraum zu sichern, andererseits muss sie deformieren und dabei möglichst viel Energie abbauen, um die Belastungen für die Passagiere klein zu halten. Hinzu kommen, insbesondere bei kleineren Fahrzeugen, Bauraumprobleme und obendrein die Anforderungen der Versicherungsgesellschaften,

die Instandsetzungskosten bei kleineren Kollisionen möglichst gering zu halten [13]. Die derzeitige Lösung lautet, Frontstrukturelemente mit zunehmender Steifigkeit hintereinanderschalten. Diese axial zunehmende Deformationskraft sorgt bei leichten Kollisionen für eine Verformung ausschließlich im vorderen Bereich und ist somit äußerst reparaturfreundlich. Der Nachteil ist jedoch, dass dieses Verfahren bei hohen Kollisionsgeschwindigkeiten lebenswichtigen Deformationsweg verschenkt, da die vorderen Elemente nur auf niedrigem Kraftniveau arbeiten. Ein weiterer Aspekt, der die Auslegung der Rohbaustruktur zusätzlich erschwert, ist der Trend zum Leichtbau.

1.2 Folgen des Trends zum Leichtbau

Anfang der 70er Jahre erhielt das Thema Umweltschutz erstmalig verbreitete Beachtung in der europäischen Automobilindustrie. Mit den ersten einheitlichen Abgasvorschriften wurden zunächst nur die Emissionen von Kohlenmonoxid und Kohlenwasserstoffen [14] und etwas später auch die der Stickstoffoxide begrenzt [15]. Diese ersten vorsichtigen Auflagen der Gesetzgeber in den 70er Jahren wurden in den nächsten Jahrzehnten stufenweise verschärft, sodass bereits zu Beginn der 90er Jahre eine Trendwende verzeichnet werden konnte: Trotz des weiterhin steigenden Fahrzeugbestandes, wurden insgesamt weniger Emissionen ausgestoßen. Diese bis heute andauernde positive Entwicklung ist effizienten Technologien wie Abgasreinigung, Kraftstoffzusätzen und dem Einsatz verbrauchsärmerer Motoren zu verdanken. Allerdings ist die EU-Kommission unter dem Druck des drohenden Klimawandels zu weiteren Handlungen gezwungen. So wurde der Europäischen Kommission im Rahmen der Klimaschutzauflagen für Europas Autoindustrie ein Kompromissvorschlag vorgelegt, der die Senkung der durchschnittlichen CO₂-Emissionen aller Neuwagen bis 2015 auf 120 g/km vorsieht [16]. Das entspricht einem durchschnittlichen Flottenverbrauch von 4,9 l Diesel bzw. 5,6 l Benzin pro 100 km.

Neben den gesetzlichen Anforderungen der Europäischen Kommission, steigt aufgrund der zunehmenden Mineralölknappeheit auch der Erwartungsdruck seitens der Käufer. Durch die steigenden Kraftstoffpreise wird der Ruf nach immer verbrauchsärmeren Fahrzeugen laut, allerdings ohne die Bereitschaft zum Verzicht auf Komfort oder Sicherheit. Komfort- und Sicherheitssysteme erhöhen jedoch durch ihr Gewicht und ihren Energiebedarf zwangsläufig den Kraftstoffverbrauch. Die Fahrzeugentwickler stehen somit vor großen Aufgaben und kämpfen deshalb bezüglich der Kraftstoffersparnis gleich an mehreren Fronten. Dank aerodynamischerer Designs, Start-Stopp-Automatik, vollvariabler Ventilsteuerung, aufwendigen Einspritzsystemen und leichter

Rohbaustuktur verblüffen neueste Fahrzeuge mit Verbrauchswerten, die vor wenigen Jahren noch undenkbar schienen. Vor allem bei der Karosserie sehen Hersteller noch enormes Potential die „Spritfeile“ anzusetzen. Je nach Fahrzeugmasse und Ausstattung senkt eine Gewichtersparnis von 100 Kilogramm den Verbrauch um bis zu 0,5 l auf 100 km [17]. Der Trend geht folglich zum Leichtbau.

Die Umsetzung der obengenannten Ziele kann durch konstruktive Lösungen oder auch durch den Einsatz alternativer Werkstoffe wie Aluminium, Leichtbaustähle oder kohlenstofffaserverstärkte Kunststoffe erfolgen. Der sogenannte „Stoff- oder Materialleichtbau“ bietet von beiden Maßnahmen das größte Einsparungspotenzial. Eine Studie des Institutes für Kraftfahrzeuge Aachen (IKA), welche in Zusammenarbeit mit der „European Aluminium Association“ durchgeführt wurde, zeigt das Potential der Gewichtsreduktion durch Aluminium. Dabei wurden neue progressive Ansätze zur Entwicklung tragender Frontstrukturen eingesetzt, mit denen eine Gewichtsreduktion der Karosserie von bis zu 41% erreicht wurde [17].

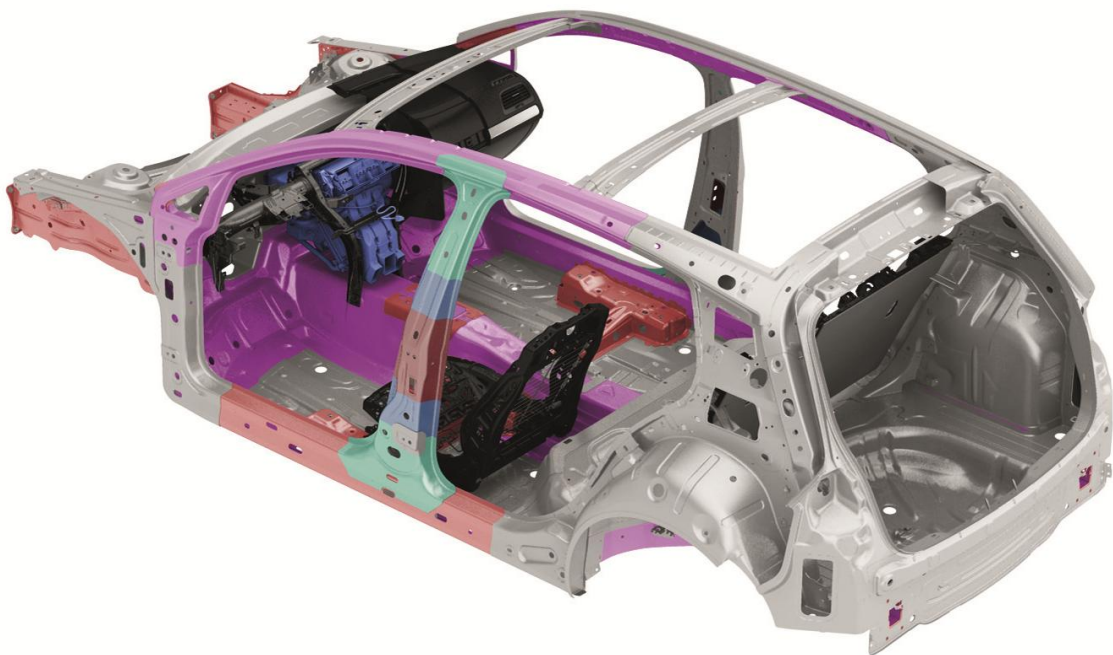


Abbildung 1.7: Einsatz warmumgeformter Stähle im VW Golf VII (Volkswagen)

Der Einsatz von Werkstoffen wie Aluminium oder Karbon ist jedoch kostspielig und macht Leichtbau schnell zum Luxus. Der Grund dafür ist – neben der teureren Herstellung des Primärwerkstoffs – der höhere Aufwand in der Fertigungs- und Füge-technik. Die Verwendung eines kostengünstigeren Materialmixes aus hochfesten Stählen (Abbildung 1.7), Aluminium, Kunststoff und Magnesium ist ebenfalls möglich, hat jedoch den Nachteil einer deutlich aufwendigeren Fertigung [18]. Deshalb setzen die Hersteller nicht allein auf die Gewichtsreduktion durch alternative Werkstoffe, sondern auch auf Materialersparnis

durch die Optimierung der Rohbautopologie. Wo bisher massive Gussteile eingesetzt wurden, verlaufen nun zunehmend belastungsorientierte Rippenstrukturen und Hohlraumprofile. Wandstärken werden in belastungsarmen Bereichen auf ein Minimum reduziert und belastungsfreie Sektoren nach Möglichkeit ausgespart. Diese Maßnahmen werden unter dem Begriff „Strukturleichtbau“ oder „konstruktiver Leichtbau“ zusammengefasst [19]. Derartige Maßnahmen zur Gewichtsreduktion dürfen jedoch nicht zu einer Reduktion der Sicherheit führen und erfordern daher im Vorfeld eine genaue mechanische Analyse, um Strukturversagen auszuschließen. Zum einen muss die Fahrgastzelle bei schweren Unfällen einen Überlebensraum für die Insassen sichern und damit eine möglichst hohe Steifigkeit aufweisen, zum anderen muss sie über nachgiebige Verformungszonen verfügen, die die kinetische Energie möglichst gleichförmig und insassenverträglich über ihre Deformationen abbauen.

Um den weltweit steigenden Gesetzes- und Ratinganforderungen (Crashtests) standhalten zu können, ist jedoch nicht nur die Verformung der Karosserie bei Kollisionen entscheidend, sondern auch die korrekte Zündung der Rückhaltesysteme, wie z.B. Airbag und Gurtstraffer. Letztere ist maßgeblich von den Signalübertragungseigenschaften der Strukturelemente abhängig. Daher ist eine weitere Nebenanforderung an die Struktur, gut differenzierbare Beschleunigungssignale zu liefern, die eine deutliche Unterscheidung zwischen einem kleinen Parkrempler und einer kritischen Unfallsituation ermöglichen. Nur so sind passive Sicherheitssysteme in der Lage, im Falle einer Kollision zuverlässig auszulösen.

Der Trend zum Leichtbau mit seinen multidisziplinären Anforderungen stellt die Entwickler also vor weitere Probleme. Es gilt, nicht nur eine Aussage über das Deformationsverhalten innovativer Strukturen zu treffen, sondern auch deren Crashsignalübertragung vorab zu ermitteln. In der Prototypenphase können dafür kostenintensive Crashtests oder zeitintensive FE-Simulationen (Finite-Elemente) durchgeführt werden. In der Konzeptphase oder Vorentwicklung gibt es jedoch weder Hardware noch CAD-Daten (Computer-Aided Design), auf deren Grundlage sich detailgetreue Simulationen oder Komponententests durchführen ließen. Daher erfolgt die Vorauslegung der Struktur oftmals empirisch und muss in späteren Phasen der Entwicklung, in denen virtuelle Modelle verfügbar sind (Virtuelle Konstruktionsphase), per „Trial and Error“ auf die eigentlichen Zielwerte iteriert werden. Diese Abläufe sind sehr zeitintensiv, da innovative Strukturen erst sehr spät auf die Erfüllung ihrer Zielvorgaben geprüft werden können. Dabei besteht besonders in der Konzeptphase die Notwendigkeit, in kurzer Zeit Erkenntnisse über den Signalverlauf zu gewinnen und daraus Entwurfskriterien für neue Strukturen abzuleiten.

Zu diesem Zweck wird im Verlauf dieser Arbeit ein Mehrkörpermodell entwickelt, welches die wesentlichen Elemente der Fahrzeugfrontstruktur hinreichend genau beschreibt, um crashtypabhängige Signalverläufe zuverlässig zu simulieren. Die Wahl des Abstraktionsgrads wird dabei abhängig von den physikalischen Anforderungen, auf Basis der Erkenntnisse einer Datenanalyse, getroffen.

2 Stand der Wissenschaft

2.1 Gängige Modellierungsverfahren

Die rasante Entwicklung immer leistungsfähigerer Digitalrechner bereitete in den 80er Jahren den Weg für den Einzug kommerzieller CAD-Systeme in Industrieunternehmen. Mit der Leistung der Prozessoren stieg auch die Anzahl der rechnergestützten Systeme, die schnell in der Lage waren, immer mehr Phasen eines Produktentstehungsprozesses – bis hin zu einem kompletten Produktlebenszyklus – zu modellieren. Der ständige Ruf nach kürzeren Entwicklungszeiten bei gleichzeitiger Kostenminimierung und Qualitätssteigerung forcierte den Einsatz und die Weiterentwicklung neuer Simulationswerkzeuge, da sie Aussicht auf eine kostengünstige Alternative zu den deutlich teureren und zeitintensiveren realen Versuchsreihen boten.

Heutzutage gibt es mehrere Verfahren, die das mechanische Bewegungsverhalten technischer Systeme in ausreichender Güte darstellen. Einige davon haben sich besonders bei der Modellierung von Fahrzeugkomponenten etabliert. Dazu zählen die Analytischen Modelle, die Methode der Finiten Elemente (FEM) und die Mehrkörpersimulationsprogramme (MKS).

2.1.1 Analytische Modelle

Analytische Verfahren werden vorzugsweise in der Berechnung der Kinematik und Kinetik von Starrkörpersystemen eingesetzt, z.B. bei der Vorauslegung von Fahrwerks- und Antriebskomponenten. Zwar existieren auch Ansätze zur Beschreibung mechanischer Systeme in denen Impaktvorgänge auftreten [20], jedoch wird der Aufwand einer analytischen Modellierung bei steigender Komplexität des Modells schnell unzumutbar. Eine Beschreibung solcher Systeme über die Kontinuumsmechanik führt zu partiellen, von Ort und Zeit abhängigen Differentialgleichungen, die sich nur für einfache Systeme, wie z.B. für Balken oder Platten, analytisch lösen lassen [21]. Gegenüber numerischen Methoden haben diese Verfahren den Vorteil kürzerer Rechenzeiten, was jedoch bei komplexeren Systemen unter starker Vereinfachung des realen Problems geschieht. In vielen Fällen ist es deshalb sinnvoller, numerische Näherungslösungen durch räumliche Diskretisierung auf der Ebene eines physikalischen Modells anzustreben.

Zu den am häufigsten verwendeten, diskreten mechanischen Systemmodellen gehören die *Finite-Elemente Modelle (FEM)* und die *Mehrkörpersimulations-Modelle (MKS)*.

2.1.2 Mehrkörpersimulations-Modelle

Die Modellierung von Fahrzeugstrukturen über Mehrkörpersysteme ist eine effektive Methode zur schnellen Vorhersage von prinzipiellen Bewegungsabläufen [23]. Genaue Aussagen über das lokale Deformationsverhalten einzelner Strukturelemente lassen sich mit diesem Verfahren jedoch nicht treffen. Dem gegenüber steht aber der Vorteil eines äußerst geringen Bedarfs an Rechenleistung, sodass einfache Systeme auf einem konventionellen Rechner innerhalb weniger Sekunden gelöst werden können. Der Grund dafür findet sich in der starken Abstraktion des Systems, dessen Elemente als starre, gelenkig miteinander verbundene Körper betrachtet und somit durch gewöhnliche Differentialgleichungen beschrieben werden können. Die Lösung der Gleichungssysteme erfolgt in der Regel über numerische Berechnungsverfahren, die in der einschlägigen Literatur nachzulesen sind [22], [23], [24]. Abbildung 2.1 zeigt exemplarisch die Reduzierung eines realen Systems auf ein Mehrkörpermodell.

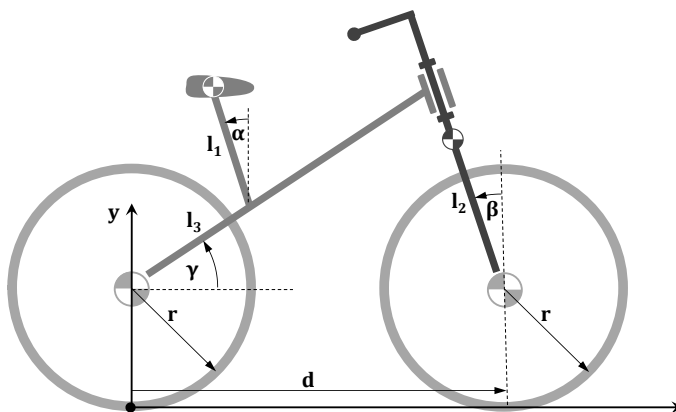


Abbildung 2.1: Mehrkörper-Modell eines Kraftrades

2.1.3 Finite Elemente Modelle (FEM)

Der Vorteil der Finiten-Elemente-Modelle gegenüber den Mehrkörpermodellen ist die wesentlich genauere Abbildung der Geometrie der Strukturmechanik. Dieses Verfahren ermöglicht äußerst präzise Aussagen über das lokale Deformationsverhalten der Fahrzeugstruktur bei einem Crash, erfordert jedoch im Vorfeld einen hohen Modellierungsaufwand.

Während die Bewegung von Starrkörpern durch gewöhnliche Differentialgleichungen beschrieben werden kann, erfordert die Beschreibung der Bewegung deformierbarer Körper partielle Differentialgleichungen zweiter Ordnung. Die Finite-Elemente-Methode (FEM) behilft sich deshalb mit einer Näherungslösung, die sich aus einer gewichteten Summation von Funktionen, sogenannten Form- oder Ansatzfunktionen, ergibt [25]. Dazu wird zunächst die Geometrie der Bauteile diskretisiert. Bei ebenen Problemen erfolgt dies beispielsweise über zusammenhängende Drei- oder Vierecke. Räumliche Strukturen werden oftmals über Tetraeder oder Quader vernetzt. Die Körper bestehen somit aus einer Vielzahl kleiner zusammenhängender Elemente, deren Eckpunkte (Knoten) durch die oben erwähnten Ansatzfunktionen beschrieben werden. Die Genauigkeit der Berechnung ist abhängig von der Netzdichte und sollte in Bereichen, in denen stärkere Deformationen zu erwarten sind (den sogenannten kritischen Stellen) feiner strukturiert werden. Abbildung 2.2 zeigt exemplarisch die Vernetzung eines PKW-Rades.

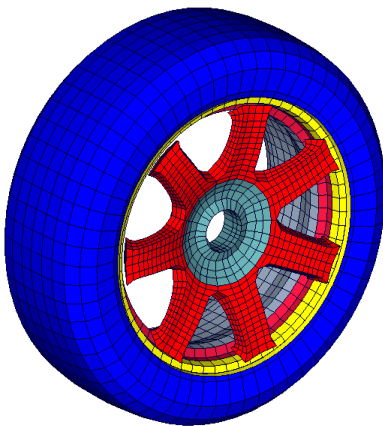


Abbildung 2.2: FE-Modell eines Rades [BMW]

Neben der Geometrie eines Körpers sind auch die Materialeigenschaften maßgeblich für das Deformationsverhalten eines Bauteils. Hinzu kommen noch Randbedingungen (z.B. Lagerungen), Anfangsbedingungen (z.B. Aufprallgeschwindigkeiten) und Kontaktbedingungen (z.B. Kontakt zwischen Stoßstange und Barriere). Der numerische Rechenaufwand steigt dramatisch mit der Genauigkeit der Lösung. Selbst beim Einsatz leistungsstarker Rechner kann die Berechnung detaillierter Modelle mehrere Tage dauern.

2.1.4 Bemerkungen zur Methodenwahl

Es gibt somit drei unterschiedliche Modellierungsansätze. Die analytischen Modelle, die Mehrkörpersystem-Modelle und die Modelle, die mit der Finiten Elemente Methode (FEM) erstellt werden. Dabei handelt es sich um drei vollkommen unterschiedliche Verfahren, die je nach Anforderung an das System ihren Platz in der Simulation finden.

Unter Zusammenführung aller geforderten komplexen Eigenschaften des Modells wird jedoch der Aufwand einer analytischen Modellierung schnell unververtretbar. Im Vergleich dazu sind mit der Methode der Finiten Elemente hochgenaue und lokale Aussagen über das Verhalten der Frontstruktur möglich. Diese Genauigkeit hat allerdings den Preis eines wesentlich höheren Modellierungsaufwandes und einer erheblich längeren Berechnungszeit. Mehrkörpermodelle hingegen liefern für erste Prinzipuntersuchungen einen guten Kompromiss zwischen der Anforderung an die Modellgenauigkeit und der Rechenzeit. Ein entscheidender Nachteil ist jedoch, dass die Deformation der Körper in klassischen, starren Mehrkörpersystemen unberücksichtigt bleibt, was in der Regel für die Simulation eines Crashszenarios ein Ausschlusskriterium ist. Umgehen ließe sich dies mit einer neuen Modellierungsart:

Ersetzt man die deformierbaren Strukturen durch Kraft-Weg Kennlinien, erhält man ein hybrides Mehrkörpermodell mit teilweise geometrischen und teilweise analytischen Strukturelementen. Möchte man zum Beispiel die Auswirkung einer weichen Crashbox auf das Gesamtsignal beobachten, muss lediglich der Verlauf seiner Kennlinie angepasst werden. Eine äquivalente Änderung in einem FE-Modell würde entweder Anpassungen der Bauteilkonstruktion oder der Materialeigenschaften bedeuten. Das MKS-Verfahren hingegen ist ein sehr einfaches Konzept mit dem entscheidenden Vorteil, dass die Parametrierung an das Referenzmodell einfach und unkompliziert erfolgen kann. Zudem bleiben die resultierenden Signalveränderungen nachvollziehbar. Die Wahl fällt somit auf die Entwicklung eines hybriden Mehrkörpermodells.

Diese Methode soll jedoch nicht als Ersatz, sondern als Ergänzung bisheriger Verfahren dienen. Sie kann an Stellen eingepasst werden, an denen FEM-Simulationen zu aufwendig und einfachere Modellierungen gefragt sind. Folglich findet sie ihren Platz bei der Vorauslegung von Karosseriestrukturen in der Ideen- oder Konzeptphase.

2.2 Bisherige Arbeiten

Eine Vielzahl von Publikationen beschäftigt sich mit dem Einsatz von Mehrkörpermodellen in Crashsimulationen. Sie basieren auf unterschiedlichen Zielformulierungen, woraus unterschiedliche Systembeschreibungen mit divergenten Modellgenauigkeiten resultieren. Die vier in ihrer Thematik am ehesten korrespondierenden Veröffentlichungen werden im Folgenden vorgestellt.

Ambrósio und Dias [26] setzen die Simulation eines Seitencrashes zur Verbesserung des Seitenaufprallschutzes in das Zentrum der Modellierung. Hier werden über klassische, starre Mehrkörper sowohl Seitenrahmen, als auch Crashtest-Dummy abgebildet. Die Verknüpfung der einzelnen Strukturelemente wird im Dummy über kinematische Bindungen und im Seitenrahmen über Fließgelenke realisiert. Das plastische Verformungsverhalten dieser Fließgelenke wird dabei entweder aus Messwerten von Komponententests, aus einfachen analytischen Modellen oder aus FEM-Simulationsdaten entnommen. Die Interaktion zwischen den verschiedenen Systemkomponenten und der Barriere erfolgt über ein kontinuierliches Kontaktkraft-Modell.

Ambrósio und Carvalho [29] greifen die Modellierung von Frontalkollisionen mit Mehrkörpersystemen auf. Hier wird die Fahrzeugstruktur durch eine Vielzahl starrer Körper repräsentiert, deren Struktursteifigkeit durch Variation der Gelenkparameter angepasst wird. Die Adaption an ein Referenzfahrzeug erfolgt über ein gradientenbasiertes Optimierungsverfahren. Da die Optimierung und Validierung des Modells lediglich auf den Daten eines einzelnen Crashszenarios aufbaut (Full Frontal, 50 km/h), kann das Modell nicht zur Simulation weiterer Lastfälle oder Kollisionsgeschwindigkeiten herangezogen werden.

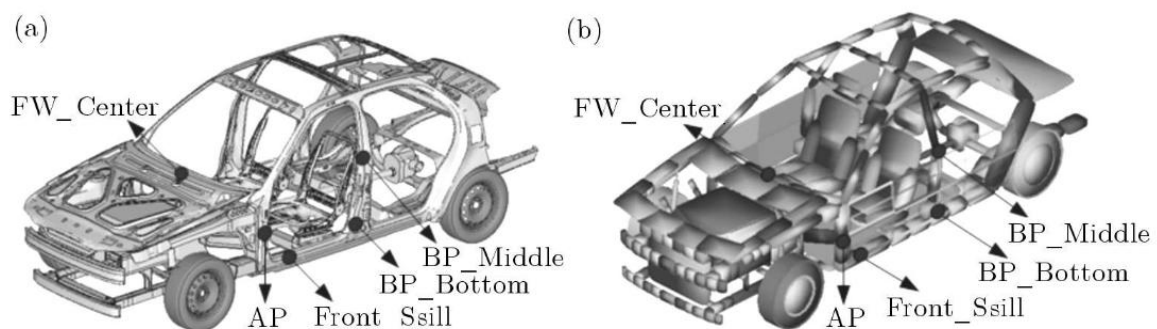


Abbildung 2.3: Fahrzeugmodell nach Ambrósio und Carvalho [29]

Brockmann [28] stellt in seiner Publikation Konzepte zur Untersuchung und Bewertung von Car-To-Car Crashkompatibilitäten vor (Abbildung 2.4). Die Basis dafür bildet ein lineares Mehrkörper-Strukturmodell, welches im Fall einer ortsfesten Barriere aus

lediglich vier Massen besteht (Fahrgastzelle, Motor, Achsteile, Kontaktmasse). Bei den Verbindungselementen handelt es sich nicht – wie bei dem Modell von Ambrósio und Dias – um kinematische Bindungen, sondern um einfache Federn, deren Kennlinien aus Crashdaten ermittelt werden (K1-K6). Dies und die rein eindimensionale Betrachtung vereinfachen die Systemmatrix enorm, was zu extrem kurzen Rechenzeiten führt.

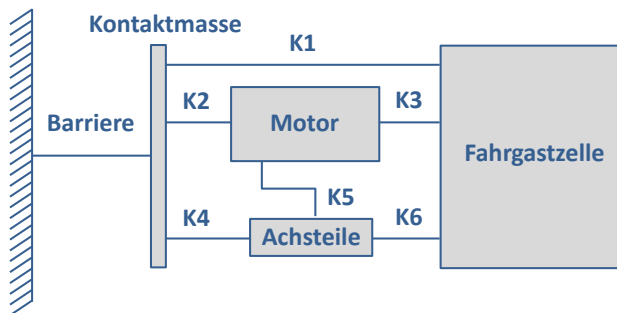


Abbildung 2.4: Modellstruktur für ortsfeste Barrieren nach Brockmann [28]

Ein zweidimensionaler Ansatz zur Modellierung der Frontstrukturgeometrie wird in der Dissertation von Kröger [29] präsentiert. Der Fokus dieser Arbeit liegt auf der Entwicklung eines analytischen Verfahrens zur Vorauslegung von Querträgern und Crashabsorbern. Der Autor konzentriert sich dabei hauptsächlich auf die experimentelle Erprobung und Analyse von Querträger- und Crashabsorberdeformationen, bietet jedoch auch Ansätze zur Abbildung eines Frontstruktur-Mehrkörpermodells unter Berücksichtigung der wichtigsten Funktionalitäten. Anders als in der Arbeit von Brockmann [28], werden durch die Verwendung von kinematischen Bindungen rotatorische und translatorische Bewegungen zugelassen, die eine Simulation nicht axialer Frontstrukturbelastungen ermöglichen (Abbildung 2.5).

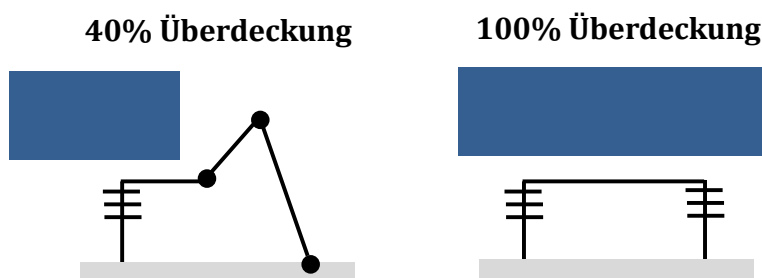


Abbildung 2.5: Modellansätze einer Frontstruktur nach Kröger [29]

Darüber hinaus gibt es eine Reihe weiterer Arbeiten, die sich mit der Crashsimulation auf Basis von Mehrkörpersystemen auseinandersetzen, z.B. [30], [31]. Keine davon beschreibt jedoch die Generierung eines Mehrkörpermodells, welches ohne Variation der Frontstruktur-Parameter in mehreren Lastfällen gleichzeitig eingesetzt werden kann. Genau an diesem Punkt setzt diese Arbeit an.

3 Mechanische Mehrkörpersysteme

Als Mehrkörpersysteme werden mechanische Systeme von massebehafteten Einzelkörpern bezeichnet, die über Gelenke miteinander verbunden sind [23]. Die Spanne der Komplexität reicht dabei von elementaren Verbindungen bis zu hoch komplexen Systemen. Modelle für Pendel oder Schubkurbelgetriebe sind Repräsentanten einfacher Systeme, während Modelle für Radaufhängungen oder Lenksysteme zu den komplexen Beispielen gehören. Mehrkörpersysteme, die sich ausschließlich in der Ebene bewegen, gehören zu den 2-dimensionalen Systemen und werden *Ebene* oder auch *Planare Systeme* genannt. Ein Beispiel dafür ist ein Pendel, das an seinem Aufhängepunkt über ein Drehgelenk gelagert ist. Mehrkörpersysteme, die sich im 3-dimensionalen Raum bewegen, werden *Räumliche Systeme* genannt. Dazu gehört zum Beispiel die Ausfaltmechanik eines Schirms.

Zu den grundlegenden Komponenten eines Mehrkörpersystems zählen starre Körper sowie deren kinematische Bindungen. In der Mehrkörpersimulation lassen sich indes auch elastische Körper und elastische Verbindungselemente einsetzen. Letztere werden mit sogenannten „Bushings“, Kraft- oder Kontaktelementen dargestellt. Sie erlauben die Berücksichtigung von Lagernachgiebigkeiten oder die Darstellung von Durchdringungen [34, pp. 29-35]. Einen guten Überblick über den aktuellen Stand der Mehrkörperdynamik bietet die Arbeit von Schiehle [35]. Da der Einsatz elastischer Elemente jedoch mit enorm hohem Modellierungs- und Rechenaufwand verbunden ist [32, p. 2], wird das in dieser Arbeit verwendete Vorderwagenmodell zugunsten der Rechenzeit durch ein System starrer, gelenkig miteinander verbundener Körper abgebildet.

Die Beschreibung der Bewegung der Frontstruktur kann wahlweise über Körper- oder Gelenkkoordinaten der einzelnen Elemente erfolgen. Das Prinzip der Körperkoordinaten eignet sich allerdings besser zur Entwicklung von Simulationsprogrammen, die der Berechnung kinematischer und dynamischer Prozesse dienen. Das folgende Prinzip zum Aufbau der Bewegungsgleichungen des Frontstrukturmodells, sowie die Beschreibung über Körperkoordinaten erfolgen nach Nikravesh [34].

3.1 Bewegung des starren Körpers

3.1.1 Lagebeschreibung

Die Lagebeschreibung eines starren Körpers erfolgt in der Mehrkörperdynamik stets über ein orthonormiertes, rechtshändiges Inertialsystem K_0 . Dabei dient der Ursprung als Referenzpunkt und die Achsen x_0, y_0, z_0 als Referenzrichtungen, um die Lage im Raum zu beschreiben. Zudem muss ein körperfestes Bezugssystem K_i definiert werden, dessen Ursprung idealerweise im Massenschwerpunkt des zu beschreibenden Objekts liegt.

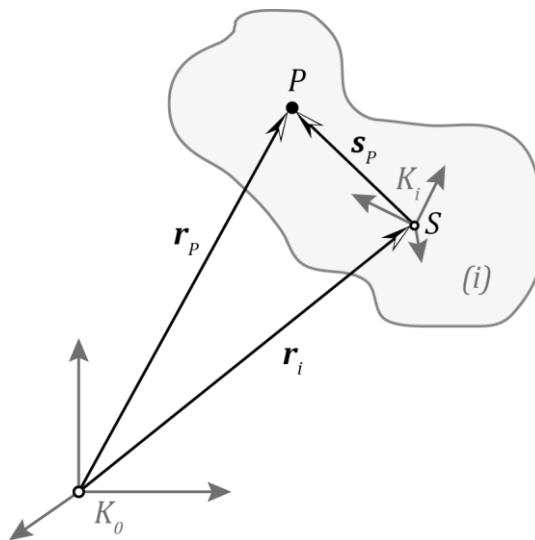


Abbildung 3.1: Lage des starren Körpers

Punkt P befindet sich auf dem Körper (i) mit bekanntem Ortsvektor \mathbf{s}'_P . Der Apostroph gibt die Beschreibung eines Vektors im körperfesten Koordinatensystem an. Die Lagekoordinaten dieses Punktes werden über den Ortsvektor \mathbf{r}_i und die Drehmatrix \mathbf{A}_i ermittelt. Der Ortsvektor \mathbf{r}_i gibt dabei die Lage des Koordinatenursprungs von K_i zum Absolutsystem K_0 an, während die Drehmatrix \mathbf{A}_i die Orientierung des körperfesten Koordinatensystems K_i beschreibt. Durch die Vektorkette

$$\mathbf{r}_P = \mathbf{r}_i + \mathbf{s}_P = \mathbf{r}_i + \mathbf{A}_i \mathbf{s}'_P \quad (3-1)$$

kann nun jeder beliebige Punkt P auf dem Körper beschrieben werden. Der Vektor \mathbf{s}'_P beschreibt dabei die Lage des Punktes P bezüglich seines körperfesten Koordinatensystems K_i , wobei gilt:

$$\mathbf{s}'_P = \text{const.} \quad (3-2)$$

3.1.2 Geschwindigkeitsbeschreibung

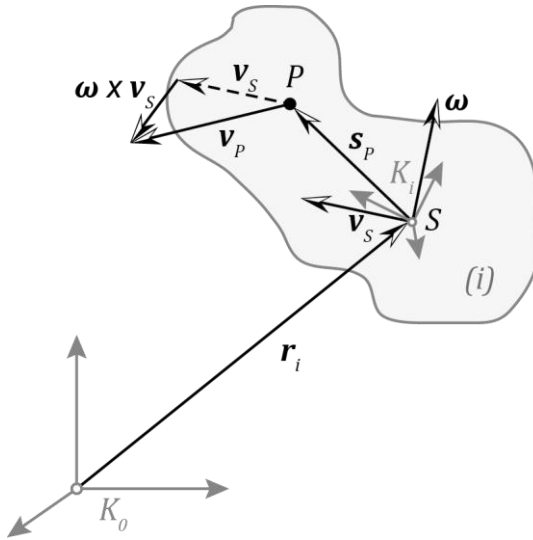


Abbildung 3.2: Bewegungszustand [35]

Die Geschwindigkeit eines beliebigen Punktes P ergibt sich aus der zeitlichen Ableitung seines Ortsvektors \mathbf{r}_P , beschrieben aus dem Koordinatensystem K_0 :

$$\dot{\mathbf{r}}_P = \dot{\mathbf{r}}_i + \dot{\mathbf{A}}_i \mathbf{s}'_P + \mathbf{A}_i \dot{\mathbf{s}}'_P. \quad (3-3)$$

Da die Berechnung der zeitlichen Ableitung der Drehmatrix $\dot{\mathbf{A}}_i$ recht aufwendig ist, bedient man sich der Orthogonalitätsbedingung

$$\mathbf{A}_i^T \mathbf{A}_i = \mathbf{E} \quad (3-4)$$

und setzt diese in Gleichung (3-3) ein:

$$\dot{\mathbf{r}}_P = \dot{\mathbf{r}}_i + \dot{\mathbf{A}}_i \mathbf{E} \mathbf{s}'_P + \mathbf{A}_i \dot{\mathbf{s}}'_P = \dot{\mathbf{r}}_i + \dot{\mathbf{A}}_i \mathbf{A}_i^T \mathbf{A}_i \mathbf{s}'_P + \mathbf{A}_i \dot{\mathbf{s}}'_P. \quad (3-5)$$

Das Produkt aus $\dot{\mathbf{A}}_i$ und \mathbf{A}_i^T ergibt eine schiefsymmetrische Matrix

$$\dot{\mathbf{A}}_i \mathbf{A}_i^T = \tilde{\boldsymbol{\omega}}_i, \quad (3-6)$$

deren Komponenten die Elemente des Winkelgeschwindigkeitsvektors $\tilde{\boldsymbol{\omega}}_i$ ergeben:

$$\tilde{\boldsymbol{\omega}}_i = \begin{bmatrix} 0 & -\omega_i^z & \omega_i^y \\ \omega_i^z & 0 & -\omega_i^x \\ -\omega_i^y & \omega_i^x & 0 \end{bmatrix}; \quad \boldsymbol{\omega}_i = \begin{bmatrix} \omega_i^x \\ \omega_i^y \\ \omega_i^z \end{bmatrix}. \quad (3-7)$$

Die Matrixmultiplikation kann durch das Kreuzprodukt mit dem Vektor $\boldsymbol{\omega}_i$ ersetzt werden:

$$\tilde{\omega}_i \mathbf{r} = \boldsymbol{\omega}_i \times \mathbf{r}. \quad (3-8)$$

Somit ergibt sich aus Gleichung (3.5):

$$\dot{\mathbf{r}}_P = \dot{\mathbf{r}}_i + \boldsymbol{\omega}_i \times \mathbf{A}_i \mathbf{s}'_P + \mathbf{A}_i \dot{\mathbf{s}}'_P. \quad (3-9)$$

Da der Ortsvektor \mathbf{s}'_P im körperfesten Koordinatensystem konstant ist (siehe Gleichung (3-4)), entfällt nach der zeitlichen Ableitung der letzte Teil dieser Gleichung. Nach folgenden Substitutionen und Termumformungen

$$\dot{\mathbf{r}}_P = \mathbf{v}_P; \quad \dot{\mathbf{r}}_i = \mathbf{v}_i; \quad \mathbf{A}_i \mathbf{s}'_P = \mathbf{s}_P \quad (3-10)$$

erhält man die Eulersche Geschwindigkeitsgleichung

$$\mathbf{v}_P = \mathbf{v}_i + \boldsymbol{\omega}_i \times \mathbf{s}_P. \quad (3-11)$$

Der Bewegungszustand eines starren Körpers kann also über die Translationsgeschwindigkeit \mathbf{v}_i und die Winkelgeschwindigkeit $\boldsymbol{\omega}_i$ eindeutig beschrieben werden [32, pp. 14-15]. Die Beschreibung weiterer körperfester Punkte erfolgt über den Vektor \mathbf{s}_P . Dieser ist im körperfesten Koordinatensystem konstant und kann über die Drehmatrix \mathbf{A} in das Inertialsystem K_0 umgerechnet werden:

$$\mathbf{s}_P = \mathbf{A}_i \mathbf{s}'_P. \quad (3-12)$$

3.2 Bindungen in Mehrkörpersystemen

Sind zwei Körper miteinander verknüpft, lassen sich kinematische Beziehungen zwischen den Koordinaten beider Punkte ableiten. Diese algebraischen Beziehungen werden „Bindungen“ genannt und sind abhängig von der Art der Kopplung der beiden Körper. Diese Bindungen werden in einem Mehrkörpersystem durch Gelenke realisiert, die – abhängig von der Anzahl ihrer geometrischen Bindungen – die Freiheitsgrade ihrer benachbarten Körper reduzieren und somit die relative Bewegung zueinander einschränken. Im Hinblick auf die Mehrkörpermodellierung des Frontstrukturmodells, sollen hier die für die Umsetzung relevanten Bindungen vorgestellt werden. Dazu gehören ausschließlich Gelenke in ebenen kinematischen Ketten.

Während starre Körper im räumlichen Fall maximal sechs Freiheitsgrade haben, reduziert sich die Anzahl im ebenen Fall auf einen rotatorischen und zwei translatorische Bewegungsanteile. Von der im räumlichen Fall großen Anzahl an Gelenken, treten im ebenen Fall ausschließlich Dreh- und Schubgelenke auf [35].

3.2.1 Definitionspunkte und -vektoren

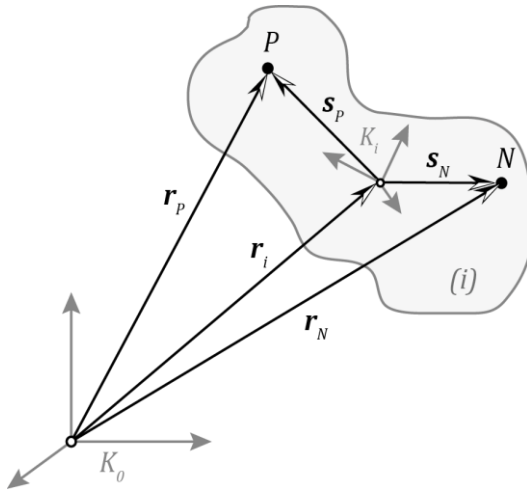


Abbildung 3.3: Definitionspunkte

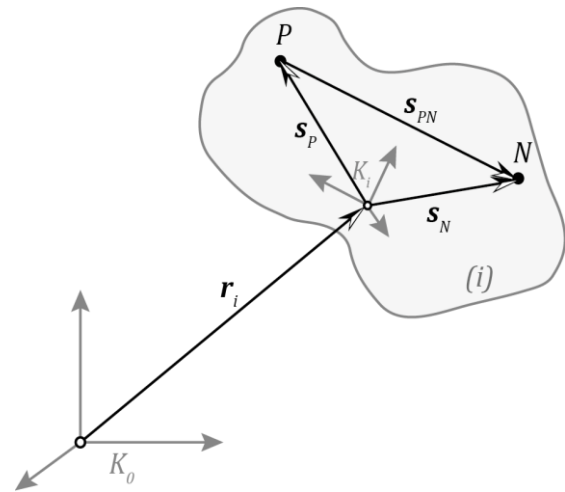


Abbildung 3.4: Definitionsvektor

Definitionspunkte

Zur Ableitung der Bindungsgleichung einer kinematischen Bindung, werden auf den beteiligten Körpern (Abbildung 3.3) Punkte definiert (hier P, N). Diese Punkte haben bekannte, konstante lokale Koordinaten (s'_P, s'_N). Deren absolute Koordinaten (r_P, r_N) können bezüglich ihrer körperfesten Koordinaten zu jedem Zeitpunkt berechnet werden.

Die absoluten Koordinaten zu jedem beliebigen Zeitpunkt lauten:

$$r_P = r_i + A_i s'_P, \quad (3-13)$$

$$r_N = r_i + A_i s'_N. \quad (3-14)$$

Definitionsvektoren

Zur Abbildung der für das Modell erforderlichen Bindungen müssen lokale Vektoren auf den beteiligten Körpern definiert werden. In dem folgenden Beispiel wird angenommen, dass sich ein Vektor s_{PN} auf dem Körper (i) zwischen den Punkten P und N befindet (Abbildung 3.4).

Da die lokalen Koordinaten der beiden Punkte bekannt sind, werden die Komponenten des Vektors im Absolutsystem folgendermaßen berechnet:

$$s_{PN} = A_i (s'_N - s'_P). \quad (3-15)$$

s_{PN} ist eine Funktion der Drehmatrix A . Ihr Betrag bleibt, unabhängig vom betrachteten Koordinatensystem, gleich.

Definitionsvektor zwischen zwei Körpern

Ebenfalls erforderlich für die Abbildung der Bindungen im Modell ist die Definition einer Distanz zwischen zwei Punkten zweier verschiedener Körper. Diese Distanz wird über den Verbindungsvektor \mathbf{d} definiert.

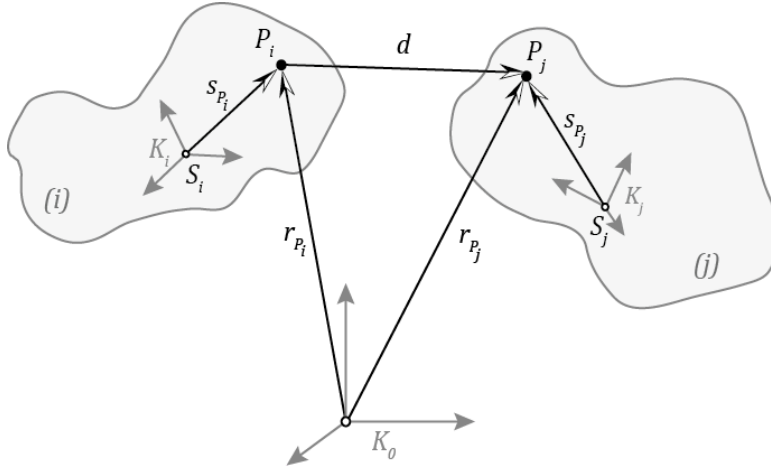


Abbildung 3.5: Definitionsvektor zwischen zwei Körpern

Die Koordinaten dieses Vektors lauten also:

$$\mathbf{d} = \mathbf{r}_{P_i} - \mathbf{r}_{P_j}. \quad (3-16)$$

Der Vektor \mathbf{d} hat eine variable Länge, es sei denn, sie wird durch eine Bindung auf einen konstanten Wert gesetzt. Aufbauend auf diesen Definitionen, werden die für diese Arbeit relevanten Gelenke und ihre Bindungsgleichungen beschrieben.

3.2.2 Bindungsgleichungen ausgesuchter Gelenke

Kugelgelenk

Die Definition des Kugelgelenks bildet die Grundlage für die spätere Beschreibung des Rotationsgelenks. In der schematischen Darstellung des Kugelgelenks (Abbildung 3.7) haben Punkt P_i und P_j im Absolutsystem dieselben Koordinaten.

Die Bindungsgleichungen lauten in algebraischer Form:

$$\Phi^{(s,3)} \equiv \mathbf{r}_i + \mathbf{s}_{P_i} - \mathbf{r}_j - \mathbf{s}_{P_j} = \mathbf{0} \quad (3-17)$$

bzw.

$$\Phi^{(s,3)} \equiv \mathbf{r}_i + \mathbf{A}_i \mathbf{s}'_{P_i} - \mathbf{r}_j - \mathbf{A}_j \mathbf{s}'_{P_j} = \mathbf{0}. \quad (3-18)$$

Der Index (s,3) gibt an, dass das Kugelgelenk (spherical joint) die Freiheitsgrade des Systems um 3 geometrische Bindungen reduziert.



Abbildung 3.6: Kugelgelenk

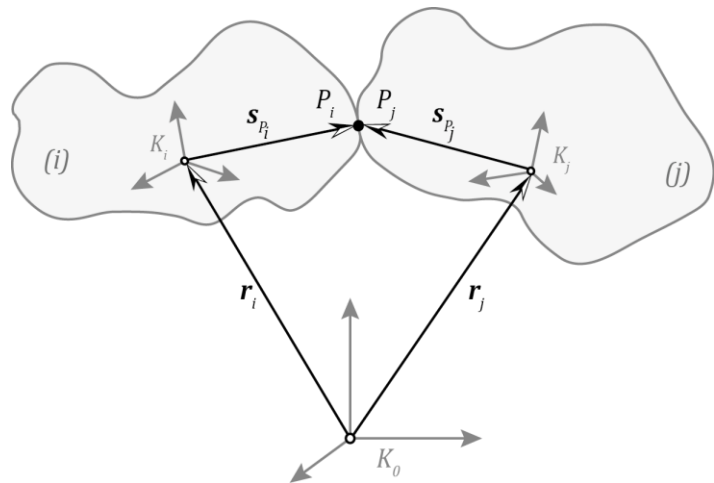


Abbildung 3.7: Schematische Abbildung eines Kugelgelenks

Rotationsgelenk

Es gibt mehrere Möglichkeiten, ein Rotationsgelenk zu beschreiben. Zum einen lässt es sich über zwei Kugelgelenke definieren, die entlang der Gelenkachse liegen. Durch Redundanz entfällt dabei eine der sechs Bindungsgleichungen. Eine weitere Methode ist die Beschreibung der Bindung über ein Kugelgelenk und zwei zueinander parallele Vektoren. Auch hier entfällt durch Redundanz eine von sechs Gleichungen. Die Parallelitätsbedingung erfordert jedoch die Berechnung eines Kreuzproduktes, was aber bei der Implementierung in ein Programm unerwünscht ist.

Die Variante, die in der späteren Modellbildung verwendet werden soll, beschreibt die Relativbewegung über ein Kugelgelenk und zwei weitere Vektoren, die lotrecht zur Drehachse liegen (Abbildung 3.9).

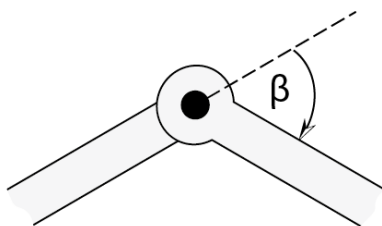


Abbildung 3.8: Rotationsgelenk

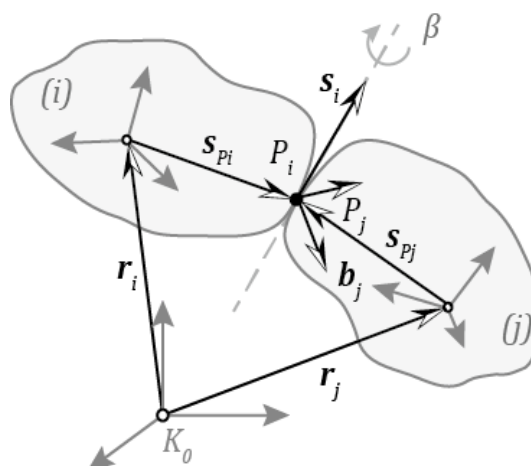


Abbildung 3.9: Schematische Abbildung eines Rotationsgelenks

Die Bindungsgleichungen lauten somit:

$$\Phi^{(r,5)} \equiv \begin{cases} \mathbf{r}_i + \mathbf{s}_{P_i} - \mathbf{r}_j - \mathbf{s}_{P_j} = \mathbf{0} \\ \mathbf{s}_{P_i} \mathbf{a}_j = 0 \\ \mathbf{s}_{P_j} \mathbf{b}_i = 0 \end{cases} . \quad (3-19)$$

Translationsgelenk

Bei einem Translationsgelenk bewegt sich ein Körper entlang einer festen Achse linear am anderen Körper entlang. Auch hier gibt es mehrere Möglichkeiten, die Bindungsgleichungen aufzustellen. Im Folgenden soll allerdings nur die in der späteren Modellbildung verwendete Variante vorgestellt werden.

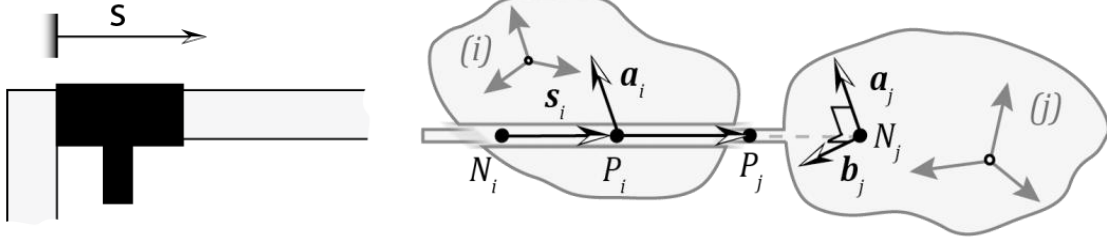


Abbildung 3.10: Translationsgelenk Abbildung 3.11: Schematische Abbildung eines Translationsgelenks

Es wird zunächst auf dem Körper (i) ein Vektor $\mathbf{r}_{N_i P_i}^T$ aufgestellt, dessen Orientierung zu jeder Zeit der Translationsachse entsprechen soll (Abbildung 3.11). Dazu werden drei weitere Vektoren $\mathbf{a}_i, \mathbf{a}_j, \mathbf{b}_j$ definiert, die lotrecht zur Bewegungsachse stehen müssen. Eine weitere Bindung erzwingt die lotrechte Orientierung des Abstandsvektors \mathbf{d} zu den Vektoren \mathbf{a}_j und \mathbf{b}_j :

$$\Phi^{(t,5)} \equiv \begin{cases} \mathbf{s}_{P_i}^T \mathbf{a}_j = 0 \\ \mathbf{s}_{P_i}^T \mathbf{b}_j = 0 \\ \mathbf{d}^T \mathbf{a}_j = 0 \\ \mathbf{d}^T \mathbf{b}_j = 0 \\ \mathbf{a}_i^T \mathbf{b}_j = 0 \end{cases} . \quad (3-20)$$

3.2.3 Geschwindigkeiten

Die Bindungsgleichungen sämtlicher Gelenke, sowie deren zeitliche Ableitung, lassen sich aus sechs Grundbindungen zusammensetzen [34].

- Orthogonalitätsbedingung $n1$
- Orthogonalitätsbedingung $n2$
- Parallelitätsbedingung $p1$
- Parallelitätsbedingung $p2$
- Kugelgelenk (s)
- Doppelkugelgelenk ($s - s$)

Zur Beschreibung des späteren Frontstrukturmodells sind jedoch nur die Bindungen $n1$, $n2$ und s erforderlich. Daher beschränkt sich dieses Kapitel auf die Beschreibung dieser Zwangsbedingungen.

Zeitliche Ableitung von Vektoren

Die zeitliche Ableitung eines Vektors, der einen Punkt P auf einem Körper (i) abbildet, kann folgendermaßen beschrieben werden:

$$\dot{\mathbf{s}} = \tilde{\boldsymbol{\omega}} \mathbf{s} = -\tilde{\mathbf{s}} \boldsymbol{\omega}. \quad (3-21)$$

Um die Geschwindigkeit des Vektors \mathbf{s} zu berechnen, ist eine Darstellung über die körperfesten Koordinaten notwendig, da diese – wie in Abschnitt 3.1.2 beschrieben – bekannt sind:

$$\dot{\mathbf{s}} = -\tilde{\mathbf{s}} \mathbf{A} \boldsymbol{\omega}' = -\mathbf{A} \tilde{\mathbf{s}}' \boldsymbol{\omega}'. \quad (3-22)$$

Im Folgenden wird die kompakte Darstellung der Gleichung (3-22) bevorzugt. Die zeitliche Ableitung eines Vektors, der einen Punkt P auf dem Körper (i) aus dem Absolutsystem beschreibt, lautet:

$$\dot{\mathbf{r}}_P = \dot{\mathbf{r}} + \tilde{\boldsymbol{\omega}} \mathbf{s}_P = \dot{\mathbf{r}} - \tilde{\mathbf{s}}_P \boldsymbol{\omega}. \quad (3-23)$$

Orthogonale Vektoren ($n1$)

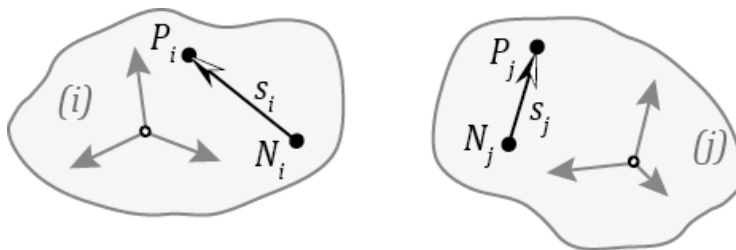


Abbildung 3.12: Bindungsfall $n1$

Zwei Vektoren, die sich auf verschiedenen Körpern befinden, müssen orthogonal zueinander liegen. Die Gleichung für diese Zwangsbedingung lautet:

$$\Phi^{(n1,1)} \equiv \mathbf{s}_i^T \mathbf{s}_j = 0. \quad (3-24)$$

Die zeitliche Ableitung der Gleichung (3-24) ergibt:

$$\dot{\phi}^{(n1,1)} \equiv \mathbf{s}_j^T \dot{\mathbf{s}}_i + \mathbf{s}_i^T \dot{\mathbf{s}}_j = -\mathbf{s}_j^T \tilde{\mathbf{s}}_i \boldsymbol{\omega}_i - \mathbf{s}_i^T \tilde{\mathbf{s}}_j \boldsymbol{\omega}_j = 0 \quad (3-25)$$

oder in Matrixform

$$\dot{\phi}^{(n1,1)} \equiv \begin{bmatrix} 0 & -\mathbf{s}_j^T \tilde{\mathbf{s}}_i & 0 & -\mathbf{s}_i^T \tilde{\mathbf{s}}_j \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{r}}_i \\ \boldsymbol{\omega}_i \\ \dot{\mathbf{r}}_j \\ \boldsymbol{\omega}_j \end{bmatrix} = 0. \quad (3-26)$$

Die Jacobi-Matrix \mathbf{D} ist demnach eine 1×12 Matrix:

$$\mathbf{D}_{(1 \times 12)}^{(n1,1)} = \begin{bmatrix} 0 & -\mathbf{s}_j^T \tilde{\mathbf{s}}_i & 0 & -\mathbf{s}_i^T \tilde{\mathbf{s}}_j \end{bmatrix}. \quad (3-27)$$

Orthogonale Vektoren (n2)

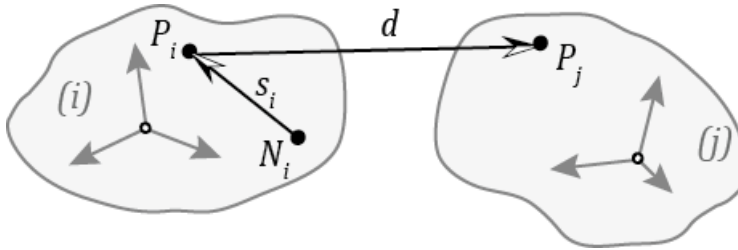


Abbildung 3.13: Bindungsfall n2

Auf den Körpern (i) und (j) befinden sich zwei Punkte P und N . Auf dem Körper (i) befindet sich zudem noch ein Vektor \mathbf{s}_i . Der Abstand zwischen den Punkten P und N wird durch den Vektor \mathbf{d} beschrieben. Die Zwangsbedingung besagt, dass die Vektoren \mathbf{d} und \mathbf{s}_i orthogonal zueinander stehen müssen:

$$\Phi^{(n2,1)} \equiv \mathbf{d}^T \mathbf{s}_i = 0. \quad (3-28)$$

Die zeitliche Ableitung der Bindung ergibt:

$$\dot{\phi}^{(n2,1)} \equiv \mathbf{d}^T \dot{\mathbf{s}}_i + \mathbf{s}_i^T \dot{\mathbf{d}} = 0 \quad (3-29)$$

bzw.

$$\dot{\phi}^{(n2,1)} \equiv \mathbf{d}^T \tilde{\mathbf{s}}_i \boldsymbol{\omega}_i + \mathbf{s}_i^T (\dot{\mathbf{r}}_j - \tilde{\mathbf{s}}_{P_j} \boldsymbol{\omega}_j - \dot{\mathbf{r}}_i + \tilde{\mathbf{s}}_{P_i} \boldsymbol{\omega}_i) = 0. \quad (3-30)$$

In Matrixform:

$$\dot{\phi}^{(n1,1)} \equiv \begin{bmatrix} -s_i^T & s_i^T(\tilde{d} + \tilde{s}_{P_i}) & s_i^T & -s_i^T \tilde{s}_{P_j} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{r}_i \\ \omega_i \\ \dot{r}_j \\ \omega_j \end{bmatrix} = 0 \quad (3-31)$$

mit

$$D_{(1 \times 12)}^{(n2,1)} = \begin{bmatrix} -s_i^T & s_i^T(\tilde{d} + \tilde{s}_{P_i}) & s_i^T & -s_i^T \tilde{s}_{P_j} \end{bmatrix}. \quad (3-32)$$

Kugelgelenk (s)

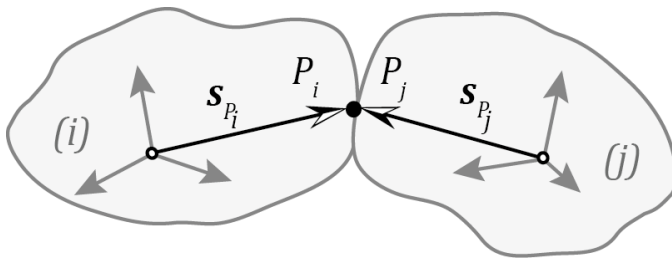


Abbildung 3.14: schematische Abbildung eines Kugelgelenks

Die Bindungsgleichung des Kugelgelenks ist der Gleichung (3-17) zu entnehmen. Die zeitliche Ableitung ergibt:

$$\begin{aligned} \dot{\phi}^{(s,3)} &\equiv \dot{r}_i + \dot{s}_{P_i} - \dot{r}_j - \dot{s}_{P_j} = \mathbf{0} \\ &= \dot{r}_i - \tilde{s}_{P_i} \omega_i - \dot{r}_j + \tilde{s}_{P_j} \omega_j = \mathbf{0}. \end{aligned}$$

In Matrixform:

$$\dot{\phi}^{(s,3)} \equiv \begin{bmatrix} I & -\tilde{s}_{P_i} & -I & \tilde{s}_{P_j} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{r}_i \\ \omega_i \\ \dot{r}_j \\ \omega_j \end{bmatrix} = 0.$$

Die Jacobi-Matrix D ist demnach eine 3×12 Matrix:

$$D_{(3 \times 12)}^{(s,3)} = \begin{bmatrix} I & -\tilde{s}_{P_i} & -I & \tilde{s}_{P_j} \end{bmatrix}.$$

3.2.4 Beschleunigungen

Differenziert man Bindungsgleichungen zweifach nach der Zeit, erhält man folgenden Term:

$$\ddot{\phi} \equiv D\dot{v} + \dot{D}v = 0. \quad (3-33)$$

Durch die Substitution $\gamma = -\dot{D}v$ erhält man den allgemeinen Ausdruck für die Beschleunigung der Bindungen:

$$\ddot{\phi} \equiv D\dot{v} = \gamma. \quad (3-34)$$

Die Jacobi-Matrix D ist bereits aus Abschnitt 3.2.3 bekannt. Die Variable γ , die sogenannte „right-hand-side (r-h-s)“, muss noch durch Differenzieren der Bindungsgleichungen ermittelt werden.

Orthogonale Vektoren (n1)

Ein weiteres Ableiten der entsprechenden Bindung führt zu:

$$\ddot{\phi}^{(n1,1)} \equiv s_i^T \ddot{s}_j + s_j^T \ddot{s}_i + 2\dot{s}_j^T \dot{s}_i = 0. \quad (3-35)$$

Durch die Substitution $\dot{s} = -\tilde{s}\dot{\omega} + \tilde{\omega}\dot{s}$ kann nun die Gleichung schrittweise in die oben beschriebene Form gebracht werden:

$$\ddot{\phi}^{(n1,1)} \equiv -s_i^T \tilde{s}_j \dot{\omega}_j + s_i^T \tilde{\omega}_j \dot{s}_j - s_j^T \tilde{s}_i \dot{\omega}_i + s_j^T \tilde{\omega}_i \dot{s}_i + 2\dot{s}_j^T \dot{s}_i = 0, \quad (3-36)$$

$$\ddot{\phi}^{(n1,1)} \equiv \begin{bmatrix} 0 & s_j^T \tilde{s}_i & 0 & -s_i^T \tilde{s}_j \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{r}_i \\ \dot{\omega}_i \\ \ddot{r}_j \\ \dot{\omega}_j \end{bmatrix} = -s_i^T \tilde{\omega}_j \dot{s}_j - s_j^T \tilde{\omega}_i \dot{s}_i - 2\dot{s}_j^T \dot{s}_i. \quad (3-37)$$

Somit lautet die „r-h-s“:

$$\gamma = -s_i^T \tilde{\omega}_j \dot{s}_j - s_j^T \tilde{\omega}_i \dot{s}_i - 2\dot{s}_j^T \dot{s}_i. \quad (3-38)$$

Im Folgenden sollen nur die Ergebnisse präsentiert werden. Die Herleitung der orthogonalen Vektoren (n2) und des Kugelgelenks (s) ist dem Buch von Nikravesh [34] zu entnehmen.

Orthogonale Vektoren (n2)

$$\gamma = -d^T \tilde{\omega}_i \dot{s}_i - s_i^T (\tilde{\omega}_j \dot{s}_{p_j} - \tilde{\omega}_i \dot{s}_{p_i}) - 2\dot{d}^T \dot{s}_i \quad (3-39)$$

Kugelgelenk (s)

$$\boldsymbol{\gamma} = \widetilde{\mathbf{s}}_{P_i} \boldsymbol{\omega}_i - \widetilde{\mathbf{s}}_{P_j} \boldsymbol{\omega}_j \quad (3-40)$$

3.2.5 Bewegungsgleichungen

Ein Mehrkörpersystem beinhaltet im Allgemeinen eine oder mehrere kinematische Bindungen, die in die Bewegungsgleichungen eingehen. Der Unterschied zu einem System ohne kinematische Bindungen liegt in den auftretenden Reaktionskräften. Für ein System von m Körpern können die Bewegungsgleichungen wie folgt aufgestellt werden:

$$\mathbf{M} \dot{\mathbf{v}} = \mathbf{g} + \mathbf{g}^{(c)} \quad (3-41)$$

mit

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} M_1 & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & M_m \end{bmatrix}; \quad \dot{\mathbf{v}} = \begin{bmatrix} v_1 \\ \vdots \\ v_m \end{bmatrix}; \quad \mathbf{g} = \begin{bmatrix} f_1 \\ \vdots \\ f_m \end{bmatrix}.$$

Dabei ist \mathbf{M} die Massenmatrix, $\dot{\mathbf{v}}$ der Beschleunigungsvektor und \mathbf{g} die in einem Vektor zusammengefassten, eingeprägten Kräfte und Momente. Der Vektor $\mathbf{g}^{(c)}$ repräsentiert die durch die Bindungen hervorgerufenen Reaktionskräfte und -momente. Er kann als Produkt der transponierten Jacobi-Matrix \mathbf{D}^T und des Skalierungsvektors $\boldsymbol{\lambda}$ dargestellt werden[34]:

$$\mathbf{g}^{(c)} = \mathbf{D}^T \boldsymbol{\lambda} \quad (3-42)$$

mit

$$\boldsymbol{\lambda} = \begin{bmatrix} \lambda_1 \\ \vdots \\ \lambda_n \end{bmatrix}.$$

Bei diesem Skalierungsvektor handelt es sich um die aus der klassischen Mechanik bekannten Lagrange-Multiplikatoren, welche zu diesem Zeitpunkt ebenso unbekannt sind, wie die Beschleunigungsgröße $\dot{\mathbf{v}}$. Beide Gleichungen gilt es zu lösen. Da die Anzahl der Unbekannten jedoch um n Lagrange-Multiplikatoren größer ist, als das Gleichungssystem an Gleichungen zur Verfügung stellen kann, ist das System nicht ohne Weiteres lösbar. Deshalb bedient man sich eines weiteren Gleichungssystems, dass bereits in Abschnitt 3.2.4 eingeführt wurde:

$$\mathbf{D} \dot{\mathbf{v}} = \boldsymbol{\gamma}. \quad (3-43)$$

Fasst man nun alle Unbekannten in einem Zustandsvektor zusammen, so erhält man ein eindeutig lösbares Gleichungssystem. Die Bewegungsgleichungen in Matrixform lauten somit:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & -\mathbf{D}^T \\ \mathbf{D} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{v}} \\ \dot{\boldsymbol{\lambda}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{g} \\ \boldsymbol{\gamma} \end{bmatrix}. \quad (3-44)$$

3.2.6 Das Runge-Kutta-Nyström Verfahren

Bewegte Objekte werden wegen ihres Beschleunigungsanteils in der Regel durch Differentialgleichungen zweiter Ordnung beschrieben. Wird das Runge-Kutta-Verfahren zur näherungsweisen Lösung herangezogen, müssen im Vorfeld sämtliche Differentialgleichungen zweiter Ordnung in jeweils zwei Differentialgleichungen erster Ordnung zerlegt werden. Um diesen Aufwand zu umgehen, kann das Runge-Kutta-Nyström-Verfahren angewendet werden, das speziell auf Differentialgleichungen zweiter Ordnung abgestimmt ist. Hinsichtlich der Genauigkeit gibt es keine Unterschiede zu dem klassischen Runge-Kutta-Verfahren 4-ter Ordnung [36], jedoch ist es eine Vereinfachung für den Anwender. Als Beispiel dient folgendes Anfangswertproblem zweiter Ordnung:

$$\ddot{y} = f(t, y, \dot{y}), \quad y(t = t_0), \quad \dot{y}(t = t_0) = \dot{y}_0. \quad 3-45$$

Die Berechnungsvorschrift für einen Integrationsschritt nach dem Runge-Kutta-Nyström-Verfahren lautet:

Runge-Kutta-Nyström-Verfahren vierter Ordnung:

$$y_{i+1} = y_i + \dot{y}_i \Delta t + \frac{\Delta t}{3} (k_1 + k_2 + k_3), \quad t_{i+1} = t_i + \Delta t \quad (3-46)$$

$$\dot{y}_{i+1} = \dot{y}_i + \frac{1}{3} (k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4). \quad (3-47)$$

wobei

$$\begin{aligned} k_1 &= \frac{\Delta t}{2} f(t_i, y_i, \dot{y}_i), \\ k_2 &= \frac{\Delta t}{2} f\left(t_i + \frac{\Delta t}{2}, y_i + \frac{\Delta t}{2} \dot{y}_i + \frac{\Delta t}{4} k_1, \dot{y}_i + k_1\right), \\ k_3 &= \frac{\Delta t}{2} f\left(t_i + \frac{\Delta t}{2}, y_i + \frac{\Delta t}{2} \dot{y}_i + \frac{\Delta t}{4} k_1, \dot{y}_i + k_2\right), \\ k_4 &= \frac{\Delta t}{2} f\left(t_i + \frac{\Delta t}{2}, y_i + \frac{\Delta t}{2} \dot{y}_i + \frac{\Delta t}{4} k_1, \dot{y}_i + k_3\right). \end{aligned}$$

Bei bekanntem Beschleunigungsverlauf können somit zurückgelegte Wege und Geschwindigkeiten näherungsweise berechnet werden. Im Falle des zu entwickelnden Frontstrukturmodells sind also die Betrachtung des Geschwindigkeitsabbaus und die grafische Darstellung der Strukturverschiebung durch eine Kollision möglich. Dies sind wichtige Parameter zur späteren Bewertung der Modelplausibilität. Näheres zur Herleitung des Runge-Kutta-Nyström-Verfahrens kann der einschlägigen Fachliteratur entnommen werden [37].

3.3 Kinematische Ketten

Ein Mehrkörpersystem, in dem mehrere starre Körper über Gelenke (geometrische Bindungen) miteinander verknüpft sind, wird als kinematische Kette bezeichnet. Hierbei unterscheidet man zwischen drei Topologien: Der offenen, der geschlossenen und der komplexen kinematischen Kette.

3.3.1 Offene kinematische Kette

Ist jeder Körper des Systems über nur einen Weg erreichbar, spricht man von einer offenen kinematischen Kette. Diese Systeme enthalten keine Schleifen und weisen oft eine Baumstruktur auf (Abbildung 3.15). Die Anzahl der Gelenke entspricht der Anzahl der Körper.

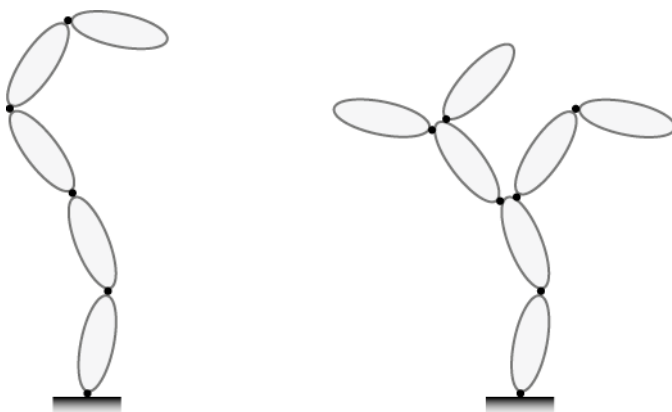


Abbildung 3.15: offene kinematische Ketten

3.3.2 Geschlossene kinematische Ketten

Ist jeder Körper des Systems mit mindestens zwei Anderen verbunden, so spricht man von einer geschlossenen kinematischen Kette oder einer kinematischen Schleife.

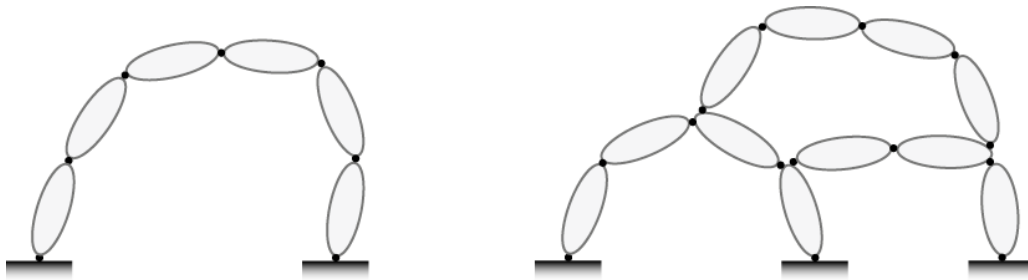


Abbildung 3.16: geschlossene kinematische Ketten

Die Anzahl der Gelenke ist um mindestens eins größer, als die Anzahl der Körper. Die Anzahl der unabhängigen Schleifen lässt sich über deren Differenz ermitteln

$$n_L = n_G - n_K \quad (3-48)$$

3.3.3 Komplexe kinematische Ketten

Die komplexe kinematische Kette ist eine Kombination der Offenen und der Geschlossenen (Abbildung 3.17).

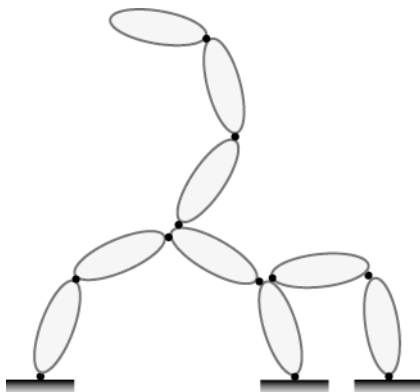


Abbildung 3.17: komplexe kinematische Kette

3.3.4 Freiheitsgrade

Die Zahl der Freiheitsgrade einer beliebigen kinematischen Kette lässt sich mit Hilfe weniger Parameter ermitteln.

- Anzahl der Gelenke n_G
- Gelenkfreiheitsgrade f_{G_i}
- Anzahl der kinematischen Schleifen n_L

Dabei kann es sich um offene, geschlossene, oder auch komplexe kinematische Ketten handeln. Diese Gleichung ist auch als Kriterium von Kutzbach bekannt [35]:

$$f = \sum_{i=1}^{n_G} f_{G_i} - 6n_L. \quad (3-49)$$

In ebenen kinematischen Ketten reduziert sich die Bewegung der Körper auf die Verschiebung in der Bewegungsebene und die Rotation senkrecht zu dieser. Da hier nur maximal drei Freiheitsgrade pro Körper möglich sind, folgt aus Gleichung (3-49):

$$f = \sum_{i=1}^{n_G} f_{G_i} - 3n_L. \quad (3-50)$$

3.3.5 Schließbedingungen

Allgemeine Mehrkörperschleife

Die Geometrie der Frontstruktur soll über die Modellierung einer einzelnen kinematischen Schleife erfolgen. Bei kinematischen Schleifen sind die Gelenkkoordinaten voneinander abhängig. Trennt man diese an einem beliebigen Körper auf, werden dadurch sechs geometrische Bindungen aufgelöst (drei für die Position, drei für die Orientierung). Da sie jedoch nicht unabhängig voneinander sind, sondern von den verbleibenden Gelenkkoordinaten abhängen, werden diese sechs Gelenkkoordinaten über Bindungsgleichungen festgelegt. Um nun diese sechs abhängigen Gelenkkoordinaten zu bestimmen, müssen Schließbedingungen aufgestellt und gelöst werden. Ebendieses ist das zentrale Problem bei der kinematischen Analyse von Mechanismen. Es existieren mehrere Verfahren zur Aufstellung von Schließbedingungen. Eine der effektivsten Methoden ist die des Charakteristischen Gelenkpaars nach Woernle [38] und Hiller [39].

Charakteristisches Gelenkpaar

Diese Methode ist eine effiziente Weise zur Aufstellung von Schließbedingungen. Hierbei erfolgt ein Schnitt durch zwei Gelenke der Schleife an den Stellen *A* und *B*, sodass zwei offene Teilketten entstehen. Diese bestehen aus einem oberen und einem unteren Segment (Abbildung 3.18).

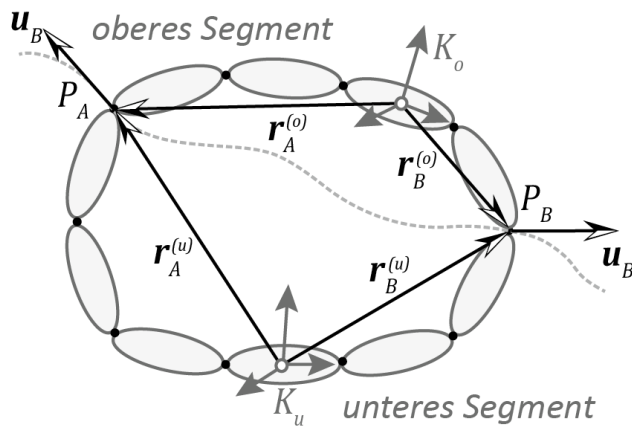


Abbildung 3.18: Charakteristisches Gelenkpaar

Für den ungünstigsten Fall, dass die geschnittenen Gelenke nur einen Gelenkfreiheitsgrad besitzen, werden durch den Schnitt:

$$12 - f_{GA} - f_{GB} = 10. \quad (3-51)$$

Geometrische Bindungen aufgelöst. Vernachlässigt man zunächst die Bewegungen an den Gelenken der Segmente und betrachtet sie als Gesamtheit, so beschränken sechs der aufgelösten Bindungen die Bewegung des oberen Segments relativ zum unteren Segment. Damit verbleiben:

$$h = 6 - f_{GA} - f_{GB} = 4. \quad (3-52)$$

Bindungen, welche die Bewegungen in den Gelenken des oberen und unteren Segments beschränken. Diese werden durch die „Charakteristischen Bindungsparameter“ ausgedrückt, die zwischen den Punkten P_A , P_B und den Achsen u_A , u_B liegen. Da die Gelenktypen ausschlaggebend für die Schließbedingungen sind, werden diese Gelenke als „Charakteristisches Gelenkpaar“ bezeichnet. Um die Bindungsparameter darzustellen, werden die Gelenkvektoren benötigt. Diese kann man durch Vorwärtsrechnung von den jeweiligen Bezugssystemen der beiden Segmente ermitteln. Dazu wiederum werden alle Übergänge an den Gelenken innerhalb der Segmente benötigt. Beim „Gelenkschnitt“ tauchen die Übergänge an den geschnittenen Gelenken nicht auf, was bedeutet, dass auch hier weitere Bedingungen (Anzahl: $f_{GA} + f_{GB}$) aufgestellt werden müssen. Diese ergeben sich ebenfalls aus der Geometrie der Gelenke. Man erhält auf diese Weise eine Aufteilung in zwei Teilsysteme:

$$1) \quad h = 6 - (f_{GA} + f_{GB}): \quad (3-53)$$

Vollimpliziter „Kern“: Ermöglicht die Bestimmung der h abhängigen Gelenkkoordinaten β_{char} , die nicht im Gelenkpaar liegen.

$$2) \quad \text{Gleichungen} = 6 - h: \quad (3-54)$$

Explizites Teilsystem: Lässt sich nach den komplementären Gelenkkoordinaten β_{komp} auflösen (Koordinaten des Gelenkpaares), da nach der Auswertung des impliziten Kerns die Lage aller Gelenkpunkte und Achsen bekannt ist.

Falls es gelingt, für Gelenke mit mehreren Freiheitsgraden Charakteristische Bindungsparameter zu finden, reduziert sich die Anzahl h der impliziten Gleichungen. Optimal wäre $h = 1$.

Charakteristische Bindungsparameter

Die Charakteristischen Bindungsparameter beschreiben die geometrischen Beziehungen zwischen den verschiedenen Gelenkpunkten. Zu den für die Modellbildung der Frontstruktur verwendeten Gelenken zählen das Rotationsgelenk (r) und das Translationsgelenk (t). Die zur Aufstellung der Schließbedingungen notwendigen Abstandsparameter lauten:

	Abstand		
I.	Punkt - Punkt	$d_{AB}^2 = \mathbf{r}_{AB} \cdot \mathbf{r}_{AB}$, $\mathbf{r}_{AB} = \mathbf{r}_B - \mathbf{r}_A$	(3-55)
II.	Punkt - Gerade	$d_{AB}^2 = (\mathbf{u}_A \times \mathbf{r}_{AB})^2$	(3-56)
III.	Gerade - Gerade	$d_{AB} \sin \alpha_{AB} = (\mathbf{u}_A \times \mathbf{u}_B) \cdot \mathbf{r}_{AB}$	(3-57)

Die impliziten Schließbedingungen

Auf Basis der Charakteristischen Bindungsparameter können nun für unterschiedliche Charakteristische Gelenkpaare, Schließbedingungen zusammengestellt werden. Diese enthalten Bindungsparameter, die jeweils zum oberen (o) bzw. unteren (u) Segment gehören. Abhängig vom gewählten Gelenkpaar, können aus den oben genannten Gleichungen die geeigneten Schließbedingungen formuliert werden. Die erforderliche Anzahl ergibt sich aus Gleichung (3-52). Die für die Modellierung der Fronstruktur relevanten Schließbedingungen lauten

$$\text{I.} \quad g = \mathbf{r}_{AB}^{(o)} \cdot \mathbf{r}_{AB}^{(o)} - \mathbf{r}_{AB}^{(u)} \cdot \mathbf{r}_{AB}^{(u)} = 0, \quad (3-58)$$

$$\text{II.} \quad g = (\mathbf{u}_A^{(o)} \times \mathbf{r}_{AB}^{(o)})^2 - (\mathbf{u}_A^{(u)} \times \mathbf{r}_{AB}^{(u)})^2 = 0, \quad (3-59)$$

$$\text{III.} \quad g = (\mathbf{u}_A^{(o)} \times \mathbf{u}_B^{(o)}) \cdot \mathbf{r}_{AB}^{(o)} - (\mathbf{u}_A^{(u)} \times \mathbf{u}_B^{(u)}) \cdot \mathbf{r}_{AB}^{(u)} = 0. \quad (3-60)$$

Die Bindungsgleichungen werden im späteren Modell unter Zuhilfenahme des Newton-Raphson-Verfahrens numerisch gelöst.

Explizite Schließbedingungen

Nun müssen noch die verbleibenden $6 - h$ komplementären Gelenkkoordinaten β_{komp} am Charakteristischen Gelenkpaar ermittelt werden. Dies ist nun möglich, da nach der Auswertung des impliziten Kerns die Ortsvektoren $\mathbf{r}_A^{(o)}, \mathbf{r}_B^{(o)}, \mathbf{r}_A^{(u)}, \mathbf{r}_B^{(u)}$ und die Gelenkachsvektoren $\mathbf{u}_A^{(o)}, \mathbf{u}_B^{(o)}$ des Charakteristischen Gelenkpaars in den Bezugssystemen des unteren und des oberen Segments bekannt sind. Gesucht ist nun die Lage des Bezugssystems des unteren Segments relativ zu dem Bezugssystem des oberen Segments. Dies erfolgt in den folgenden Schritten. Zunächst muss die Orientierung des oberen Bezugssystems zum Unteren ermittelt werden $(x, y, z)^{(u)} \rightarrow (x, y, z)^{(o)}$:

$$\mathbf{T}^{(uo)} = \mathbf{T}_B^{(u)} - \mathbf{T}_B^{(o)}. \quad (3-61)$$

Anschließend wird der Ortsvektor zum oberen Bezugssystem berechnet:

$$\mathbf{r}^{(uo)} = \mathbf{r}_B^{(u)} - \mathbf{r}_B^{(o)}. \quad (3-62)$$

Näheres zu den Berechnungsverfahren, sowie Anwendungsbeispiele sind der Arbeit von Nikravesh [34] zu entnehmen. Dieses Verfahren ist aus mehreren Gründen effektiv. Zum einen handelt es sich bei den aufgestellten Schließbedingungen um voneinander unabhängige Gleichungssysteme. Es gibt also keine Redundanzen, die identifiziert und eliminiert werden müssen, wie z. B. bei dem Verfahren des „Körperschnitts“ [39]. Des Weiteren erhält man bei der Zerlegung des Gleichungssystems relativ viele explizit lösbare und nur wenige (in manchen Fällen sogar keine) implizite Gleichungen. Diese können über das Newton-Raphson-Verfahren numerisch gelöst werden. Dank der vektoriellen Formulierung der Bindungsparameter, kann die für das Verfahren erforderliche Jacobi-Matrix anstatt mit aufwändigen partiellen Ableitungen, über Beziehungen der Relativbewegung aufgestellt werden. Dies bedeutet eine deutliche Reduzierung des Rechenaufwandes. Aufgrund der enormen Vorteile der Methode wird diese im späteren Modell Anwendung finden.

4 Auslegung und Aufbau eines 2D-Frontstrukturmodells

4.1 Analyse

4.1.1 Genauere Betrachtung von Fahrzeugfrontstrukturen

Die Vorauslegung einer Rohbaustruktur erfolgt in der Praxis auf der Grundlage empirischer Erkenntnisse, die aus realen Crashtests gewonnen werden. Simulationen unterstützen die Entwicklung neuer innovativer Strukturen, indem sie die Auswirkungen verschiedener Crashszenarien hinsichtlich Energieabsorption, auftretenden Verformungen bzw. Intrusionen und deren Einflüsse auf die Fahrzeugstruktur vorausberechnen.

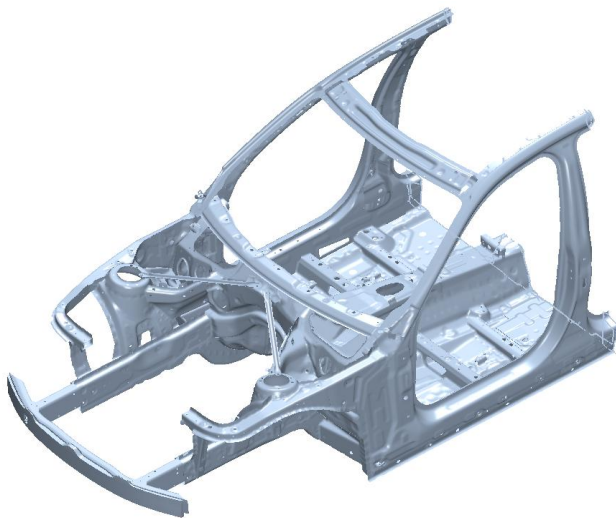


Abbildung 4.1: Vorderwagenstruktur eines BMW 3er [BMW]

Trotz ähnlicher Craschanforderungen an die Rohbaustruktur, wählen Hersteller unterschiedliche Konstruktionsvarianten zur Erfüllung der Zielvorgaben. Doch auch vor dem Hintergrund dieser Diversität im konstruktiven Aufbau sind die einzelnen Strukturelemente in ihrer Funktionen sehr ähnlich. Vorangestellt ist der Querträger, der bei einer Frontalkollision die erste Energie aufnimmt und auf zwei Lastpfade verteilt. Diese bestehen aus jeweils einer Crashbox, sowie meist aus einem vorderen und einem hinteren Längsträgerelement. Die Hintereinanderschaltung dieser

Strukturelemente erfolgt mit zunehmender Steifigkeit, sodass die Vorderwagenstruktur in axialer Richtung verstärkt Deformationskraft absorbiert. Dabei hat jedes Strukturelement eine eigene, spezifische Aufgabe:

Querträger

Der Querträger ist das erste Deformationselement im Frontalcrash und hat die Funktion der Energiedissipation im unteren Geschwindigkeitsbereich. Darüber hinaus verteilt er die Last im Falle einer Kollision möglichst gleichmäßig auf die nachfolgenden Energieabsorber. Dies bedingt eine hohe Biegesteifigkeit, um auch bei hohen lokalen Belastungen ein Einknicken zu vermeiden und stattdessen die Energie auf beide Lastpfade zu übertragen. Zudem soll er, wie jedes energiedissipierende Element, auf einem gewissen Kraftniveau die maximale Energie über den zur Verfügung stehenden Deformationsweg aufnehmen. Seine gewünschte Kraft-Weg-Charakteristik ist somit ein anfänglich steiler Anstieg, mit einem in der Folge konstanten Niveau. Bei gegebener Maximalkraft erhält man auf diese Weise das größtmögliche Integral $\int F ds$ unter der Kraft-Weg-Kennlinie.

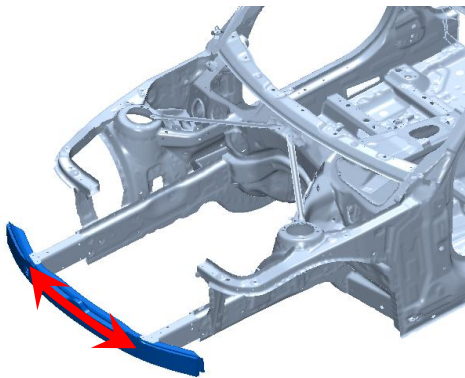


Abbildung 4.2: Kraftfluss über den Querträger [BMW]

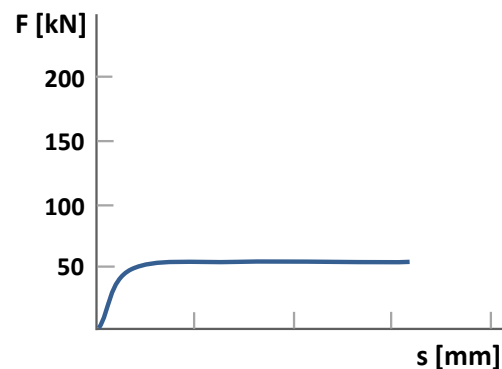


Abbildung 4.3: Prinzipieller Kraft-Weg-Verlauf

Um dieses Verhalten zu realisieren, finden hauptsächlich hochfeste Warmformstähle oder Aluminiumlegierungen als Werkstoff Verwendung. So können auch höhere Leichtbaugrade auf hohem Festigkeitsniveau erzielt werden. Geprüft wird das Querträgerverhalten in zahlreichen Tests. Dazu gehören FEM-Simulationen und reale Versuche, in denen Pfahl-, Pendel- und Barrierekollisionen nach den Richtlinien nationaler und internationaler Testverfahren durchgeführt werden (RCAR/AZT, IIHS, CMVSS 215 etc.). Der tatsächliche Kraft-Verlauf ist von der Krümmung des Querträgers, der Biegesteifigkeit des verwendeten Werkstoffs und dem Punkt der Lastaufnahme bei einer Kollision abhängig.

Crashabsorber

Die meist aus metallischen Werkstoffen (Stahl, Aluminiumlegierung) bestehenden Crashabsorber dienen als Puffer zwischen Quer- und Längsträger. Ihre Aufgabe ist es, bei leichteren Kollisionen (bis etwa 15 km/h), Strukturschäden an den nachfolgenden Elementen zu vermeiden.

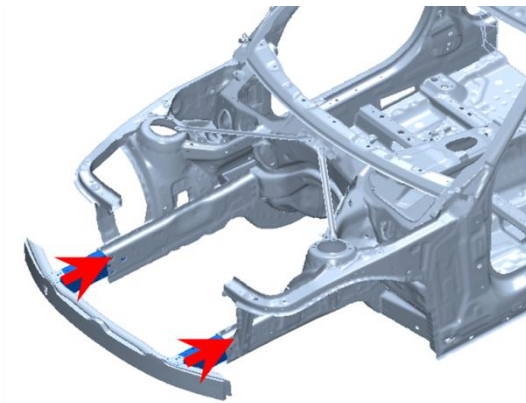


Abbildung 4.4: Kraftfluss über die Crashbox [BMW]

Bei irreversiblen Energieabsorbern, auch Crashboxen genannt, geschieht dies über eine kontrollierte plastische Deformation. Der Energieabbau bei diesen Elementen findet also über die Umformung statt. Für die mechanische Umsetzung gibt es eine Vielzahl von Lösungsprinzipien, wovon im Folgenden die drei gängigsten vorgestellt werden.

Faltung

Bei diesem Deformationsprinzip findet die Dissipation der Energie über ein regelmäßiges Faltbeulen statt. Sowohl die Form des eingesetzten Profils, als auch die Initiierung der Faltung kann sehr unterschiedlich sein. Weit verbreitet sind beispielsweise kastenförmige Profile mit Anfalthilfen, die für eine gezielte, abwechselnd nach innen und nach außen gerichtete Verformung sorgen. Diese Art der Deformation sorgt für einen periodisch wechselnden Verlauf der Kraft-Weg-Kennlinie.

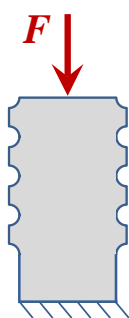


Abbildung 4.5: Prinzip der Faltung

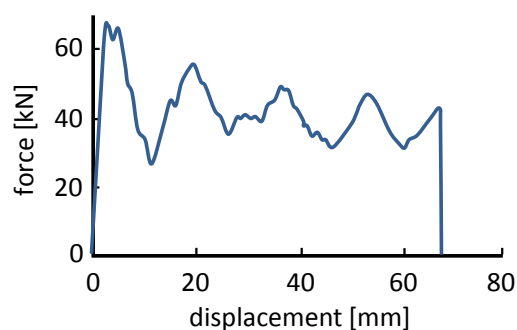


Abbildung 4.6: Prinzipieller Kraftverlauf eines Stahlrohres (\varnothing 50 mm, 1,5 mm Wandstärke) nach Kröger [29]

Stauchung

Erfolgt die Absorption der Crashenergie nach dem Prinzip der Stauchung, wird ein Rundrohr durch eine Matrize geschoben und dadurch verjüngt (Abbildung 4.7). Durch dieses Absorptionsprinzip entsteht bei Vorverjüngung eine relativ konstante Kraft-Weg-Kennlinie (Abbildung 4.8).

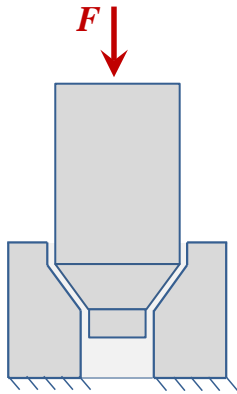


Abbildung 4.7: Prinzip der Stauchung

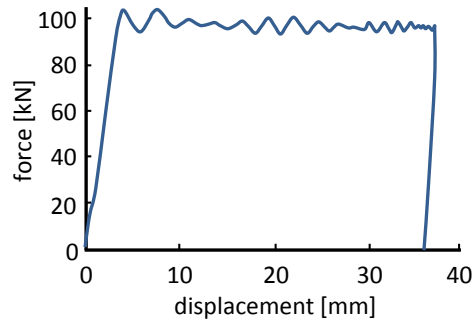


Abbildung 4.8: Kraftverlauf bei Verjüngung eines Stahlrohrs (Ø 50 mm, 1,5 mm Wandstärke) nach Kröger [29]

Freie Inversion

Bei der Freien Inversion wird ein Stahlzylinder unter äußerer Krafteinwirkung aufgeweitet und umgestülpt (Abbildung 4.9). Dabei bleibt das Kraftniveau F während des Energieabbaus relativ konstant (Abbildung 4.10).

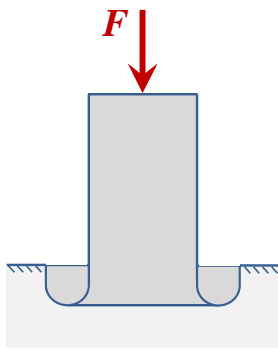


Abbildung 4.9: Prinzip der freien Inversion

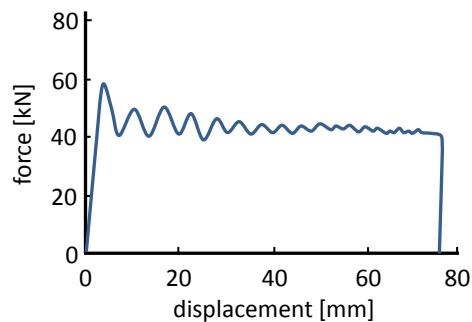


Abbildung 4.10: Kraftverlauf bei freier Inversion eines Stahlrohrs (Ø 50 mm, 1,5 mm Wandstärke) nach Kröger [29]

Neben den irreversiblen Energieabsorbern existieren auch teilreversible Lösungen. Sogenannte Hydropneumatische Pralldämpfer verfügen über einen reversiblen Hubanteil, der leichte Kollisionen von bis zu 8 km/h aufnehmen kann. Der Energieabbau findet dabei über eine hydraulische Dämpfung statt. Bei höheren Belastungen kommt eine irreversible Wegstrecke zum Einsatz, um die Energie klassischerweise mittels Deformation abzubauen.

Problematisch ist dabei allerdings die geschwindigkeitsabhängige Dämpfung des reversiblen Hubanteils, die zu einer progressiv ansteigenden Federkraft führt. Bei Auffahrunfällen im „Low Speed“-Bereich ermöglicht dies zwar ein sanftes Abbremsen des Insassen, bei „High Speed Crashes“ kommt es jedoch zum gegenteiligen Effekt. Die Dämpferflüssigkeit verhält sich bei hohen Geschwindigkeiten sehr träge, wodurch der reversible Teil des Absorbers nahezu verblockt. Die Energie kann somit nur noch durch den irreversiblen Teil des Pralldämpfers abgebaut werden mit der Folge, dass wertvoller Deformationsweg verschenkt wird. Neben der deutlich größeren Masse, die nicht den heutigen Gewichtsanforderungen entspricht, ist die Herstellung dieser Energieabsorber im Vergleich zu einer einfachen Crashbox wesentlich teurer und wird deshalb seltener eingesetzt.

Längsträger

Bei Kollisionen, die über die Belastung eines Reparaturcrashes hinausgehen, spielen die Längsträger eine zentrale Rolle. Ihre Aufgabe ist es, die Fahrgastzelle vor Deformationen und Intrusionen zu schützen. Längsträger, die ausschließlich im Vorderwagen verbaut würden, könnten den erheblichen Belastungen eines „High Speed Crashes“ nicht standhalten. Um den Kraftfluss auf weitere tragende Karosserieteile umzuverteilen, werden die Längsträger sowohl unter dem Bodenblech, als auch seitlich im Bereich des Türschwellers fortgeführt und über definierte Punkte mit weiteren Karosserieelementen verbunden. Dazu gehören unter anderem die A-Säule, die Stirnwand, sowie das Bodenblech.

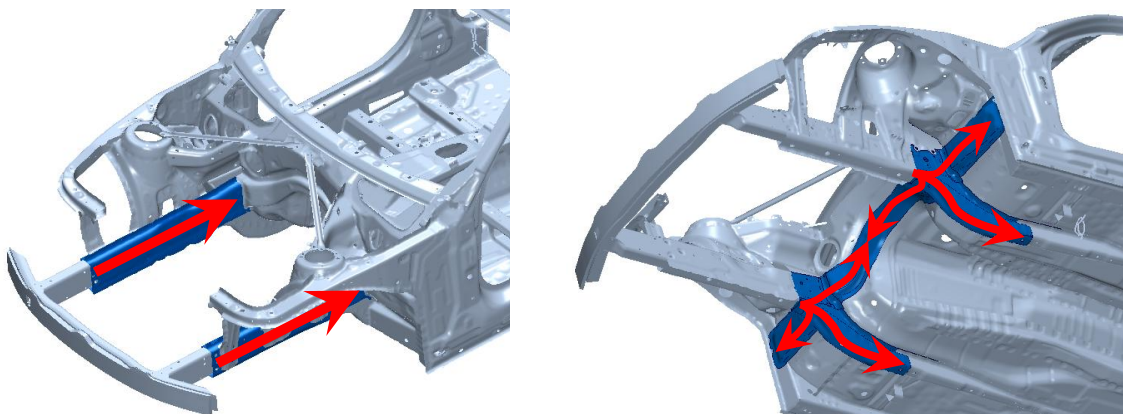


Abbildung 4.11: Kraftfluss über die vorderen und hinteren Längsträgerelemente [BMW]

Einige Hersteller entlasten die beiden Hauptlängsträger durch den Einsatz weiterer Lastaufnehmer auf zusätzlichen Ebenen. Unterschiede gibt es darüber hinaus in der Wahl des Längsträgerprofils, des Werkstoffs, der Anbindung an die Karosserie oder der Gesamtgeometrie. Bei allen Varianten haben die Längsträger jedoch die Funktion,

Kraft über Deformationsweg abzubauen. Um die Insassen bei leichteren Kollisionen nicht übermäßig hohen Belastungen auszusetzen und sie gleichzeitig bei schweren Frontalunfällen zu schützen, müssen die Längsträger kontinuierlich und mit steigendem Widerstand von vorne nach hinten deformieren. Bei Stahl- oder Aluminiumlängsträgern geschieht dies durch Faltung (ähnlich der Crashbox), bei Faserverbundwerkstoffen durch sogenanntes Crushing (zerbrechen) der Profile. Da Aluminium in Legierungen eine ähnliche Festigkeit und ein ähnliches Deformationsverhalten wie Stahl erlangt, findet in dieser Prinzipskizze keine Unterscheidung zwischen diesen beiden Werkstoffen statt. Längsträger aus Faserverbundwerkstoffen werden hier aufgrund der geringen Verwendung in Serienfahrzeugen nicht weiter betrachtet.

Je nach Fahrzeug und der zur Verfügung stehenden Deformationslänge, werden Längsträger mit unterschiedlichen Steifigkeiten eingesetzt. Bei Karosserien mit kurzem Vorderwagen ist, zum Schutz des Insassen, ein besonders hohes Kraftniveau zur Deformation erforderlich. Bei Fahrzeugen mit größerer Knautschzone werden die Längsträger weicher ausgelegt, um die Passagiere sanfter abzufangen. Zur Vorauslegung des MK-Modells soll vorerst ein Längsträger mit mittlerem Kraftniveau eingesetzt werden. Da keine öffentlich zugänglichen Signaldaten von reinen Längsträger-Komponententests existieren, müssen Rückschlüsse aus Crashsignalen von Gesamtfahrzeugen oder Mehrkomponentenmodellen gezogen werden, die von der Robert Bosch GmbH zur Verfügung gestellt wurden. Abbildung 4.12 zeigt dazu eine Reihe von Signalaufnahmen eines FE-Mehrkomponententests. Die Versuchskonstellation besteht aus einer reduzierten Mittelklasse-Vorderwagenstruktur (Querträger, Crashboxen und Längsträgern), die in einem Fallturmtest (starre Barriere mit 100%iger Überdeckung) mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten auf ihr Energieabsorptionsvermögen getestet wurde. Gemessen wurde mittels einer Kraftmessplatte an der Barrierenrückwand.

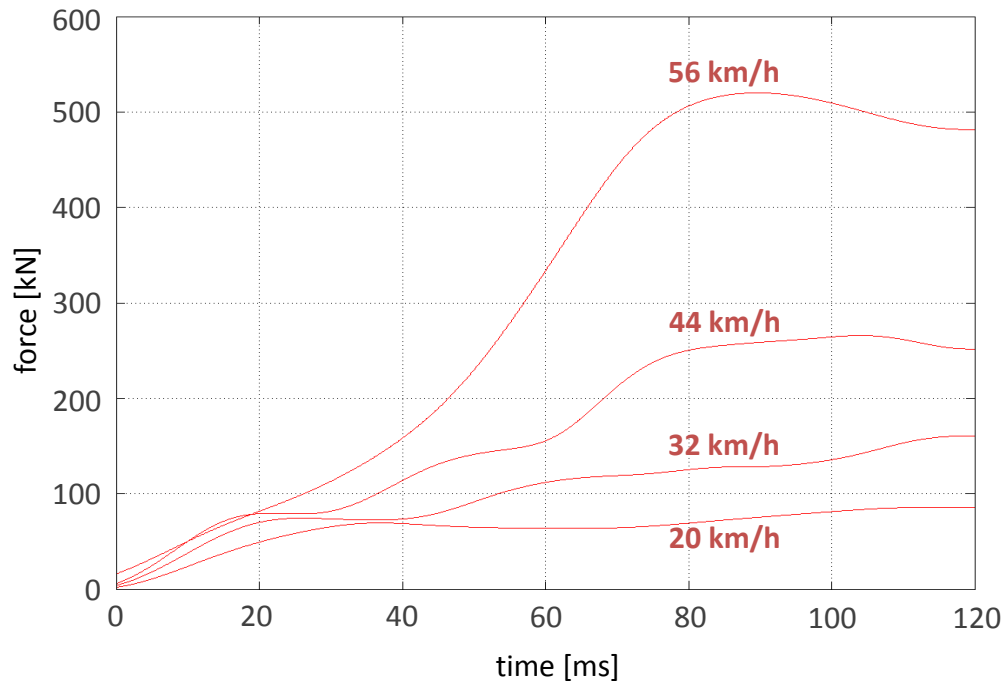


Abbildung 4.12: Signalverläufe eines FE-Komponententests [Robert Bosch GmbH]

Bereits ab 32 km/h kommt es zu Einflüssen der Längsträger im Signalverlauf, jedoch kann erst bei 56 km/h sicher von ihrer Deformation ausgegangen werden (Abbildung 4.12). Da es sich bei den Längsträgern um die steifsten Elemente der Versuchskonfiguration handelt, kann ihnen die gemessene Höchstkraft von etwa 525 kN zugeordnet werden. Auf beide Längsträger verteilt, wird dieser Wert als erster Ansatz für das spätere Modell verwendet.

4.1.2 Genauere Betrachtung von Crashsignalen

Relevante Frequenzen

Im Falle eines Crashes können über die Karosseriestruktur Beschleunigungssignale mit Frequenzen bis zu mehreren kHz übertragen werden. Das zentrale Airbag-Steuergerät, welches diese Signale kontinuierlich misst und überwacht, filtert sie vor, um den Verlauf des Beschleunigungsniveaus zu ermitteln und somit das für den Insassen relevante Gefahrenpotential zu berechnen (Abbildung 4.13).

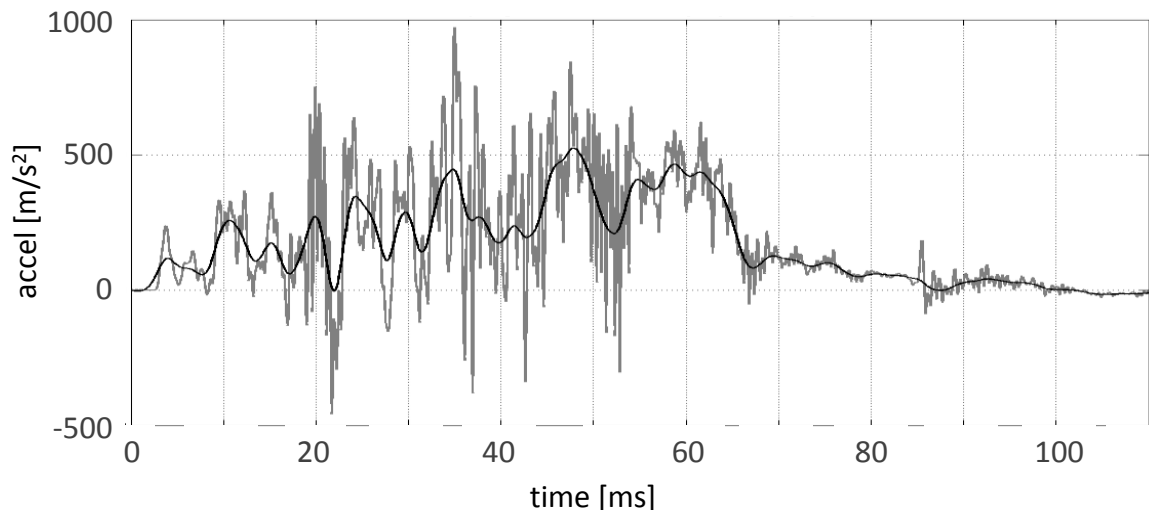


Abbildung 4.13: Exemplarisches Beschleunigungssignal vor und nach 180 Hz Tiefpassfilterung

Bei einem solchen Filter handelt es sich in der Regel um einen 180 Hz Tiefpassfilter ohne Phasenverschiebung. Die Energie, die in den Frequenzen oberhalb 180 Hz liegt, ist vernachlässigbar klein, weshalb diese Frequenzen nicht in die Signalewertung des Steuergeräts einfließen. Im späteren Modell soll aus selbigem Grund darauf verzichtet werden.

Relevantes Zeitintervall

Würde man nach einer bildhaften Beschreibung der Dauer eines Crashes suchen, so könnte man vergleichsweise die Zeit eines Wimpernschlags heranziehen. In diesen 150 ms ist die Kollision eines Fahrzeugs bei 50 km/h mit einer harten Barriere vollständig abgeschlossen – inklusive der teilelastischen Rückverformung der Karosserie (Restitution). Der Airbag-Ansteuerungselektronik verbleibt sogar nur ein Bruchteil dieser Zeitspanne, um eine zuverlässige Entscheidung über die Auslösung der Rückhaltesysteme zu treffen („Fire/No Fire“). Es gilt: je schneller der Crash, desto kürzer die Entscheidungszeit („Time to Trigger“). Wie kurz diese maximal ist, hängt im Wesentlichen von zwei Faktoren ab: Der Crashgeschwindigkeit und dem zur Verfügung stehenden Raum zwischen Kopf und voll entfaltetem Airbag.

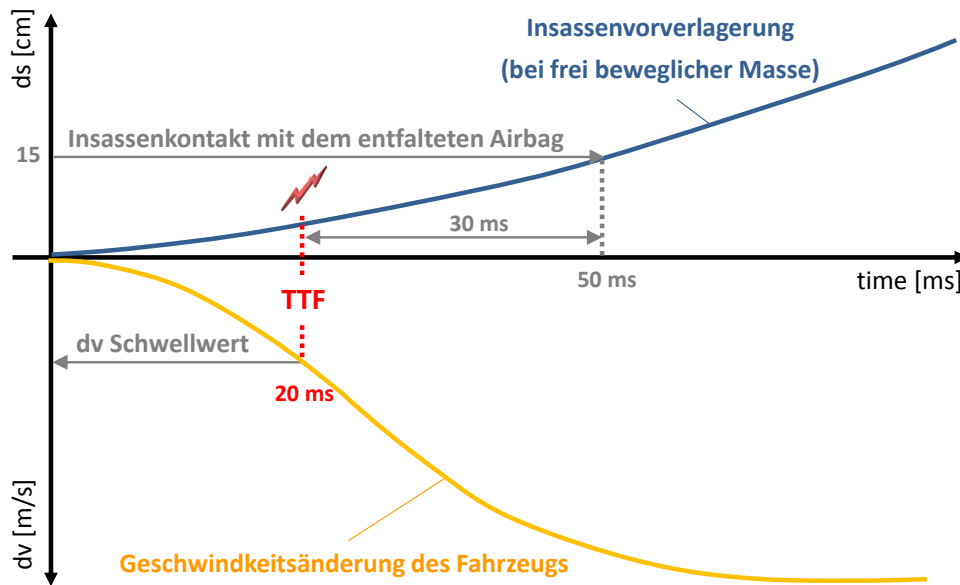


Abbildung 4.14: Vorverlagerung des Insassen bei einem 50 km/h Frontalaufprall

Abbildung 4.14 illustriert dies an einem einfachen Beispiel. Zwischen dem Kopf des Insassen und dem Arbeitsraum des Airbags werden etwa 15 cm gemessen. Trifft nun das Fahrzeug mit 50 km/h auf eine harte Barriere, verlagert sich der Kopf des Insassen nach vorne und erreicht in etwa 50 ms den Aktionsradius des Airbags. Spätestens zu diesem Zeitpunkt muss dieser vollständig entfaltet sein. Die Zeit, die der Gasgenerator dafür benötigt, liegt bei etwa 30 ms. So bleiben lediglich 20 ms für die Crasherfassung, die Bewertung der Unfallschwere und die Ansteuerung der Aktorik. Neben der geringen Zeit zur Crasherfassung stellt insbesondere die Bewertung des Signals eine Herausforderung dar.

Abbildung 4.15 zeigt, weshalb der Geschwindigkeitsschwellenwert (dv bei „Time to Fire“) nicht ohne Weiteres zur allgemeinen Bewertung herangezogen werden kann. Kollisionen verlaufen sehr unterschiedlich. Während es bei einem leichten Parkrempler gegen ein starres Hindernis bereits in den ersten Millisekunden zu einem starken Geschwindigkeitsabbau dv kommen kann (orange), verläuft ein Aufprall auf ein Hindernis mit deformierbarem Anteil (wie z.B. ein PKW) zunächst sehr weich (blau). Ein konstanter Auslöseschwellenwert könnte somit leicht zu Fehlauslösungen führen.

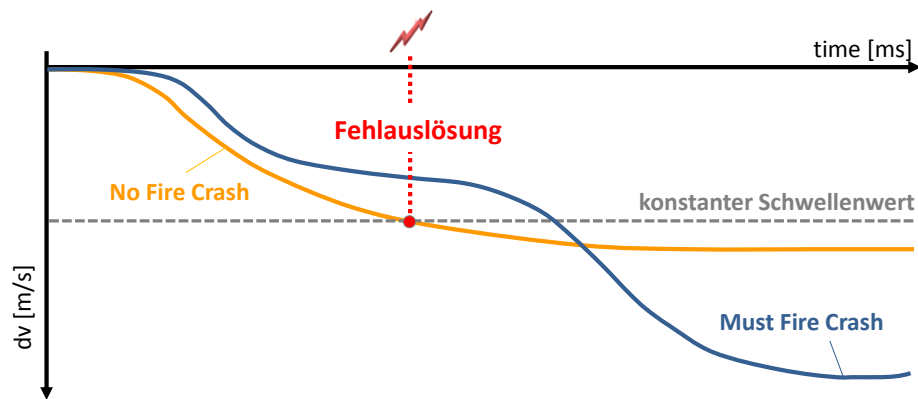


Abbildung 4.15: Problematik eines konstanten Schwellenwerts

Um ein Fehlauslösen zu vermeiden, werden variable Schwellenwerte eingesetzt, die unter Berücksichtigung aller relevanten Lastfälle erstellt werden. Gemeinsam mit der Bewertung der Unfallschwere ergibt sich eine Kalibrierungskurve. Diese wird kontinuierlich mit dem gemessenen Beschleunigungssignal verglichen (Abbildung 4.16).

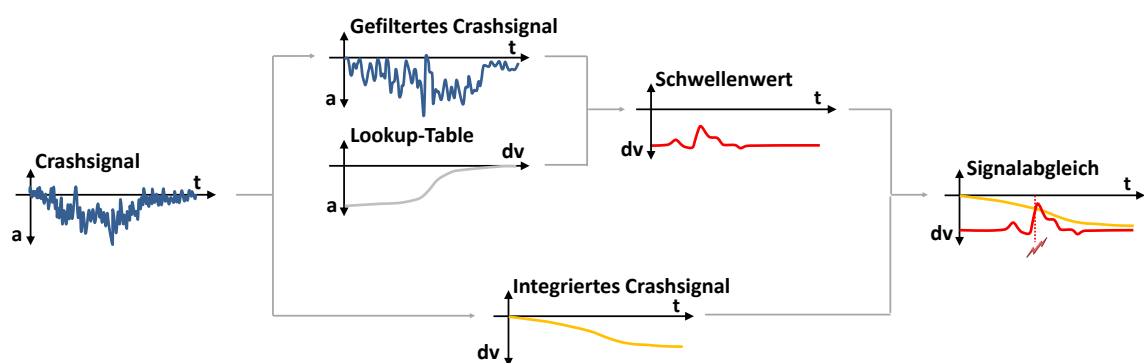


Abbildung 4.16: Signalabgleichprozess im Steuergerät

Treffen die Signale aufeinander, kommt es zur Auslösung der Rückhaltesysteme. Aus Gründen der Komplexität kann an dieser Stelle nicht näher auf das genaue Verfahren zur Generierung einer Kalibrierungskurve eingegangen werden. Es gibt jedoch keine Einheitslösung zur Bewertung der Unfallschwere. Jeder Hersteller setzt für die einzelnen Fahrzeuggruppen unterschiedliche Kalibrierungskurven ein.

Resümierend lässt sich festhalten, dass auf theoretischer Ebene keine Aussage über die maximale Simulationszeit oder die relevanten Strukturkomponenten getroffen werden kann. Diese hängen im Wesentlichen von dem jeweiligen Crashszenario und den Einstellungen des Steuergeräts ab, die jedoch nur den Herstellern bekannt sind. Um die Signalabbildung bis zur fiktiven Auslösezeit der Rückhaltesysteme zu gewährleisten, werden alle bereits erwähnten Lastpfadelemente der Frontstruktur modelliert. Dazu werden im weiteren Verlauf dieser Arbeit Messdaten aus Finite-Elemente-Modellen zur Analyse herangezogen.

4.1.3 Relevante Lastfälle

Um ein definiertes Maß an Sicherheit zu gewährleisten, verlangt der Gesetzgeber den Nachweis eines gewissen Qualitätsstandards seitens der Hersteller. Zur Überprüfung dieser Standards werden hierzu unter kontrollierten Bedingungen Crashtests gefahren, die im Anschluss von Sachverständigen untersucht und bewertet werden. Neben den gesetzlichen Prüfverfahren gibt es auch Verfahren zum Verbraucherschutz, die zum Beispiel in Europa als Euro-NCAP Crashtests bekannt sind. Diese haben zwar keine Relevanz für die Typenzulassung eines Fahrzeugs, ziehen jedoch durch ihre Medienpräsenz die Aufmerksamkeit potentieller Käufer auf sich. Ähnlich verhält es sich beim sogenannten AZT-Typschaidentest. Dieses Prüfverfahren ist ebenfalls nicht gesetzlich vorgeschrieben, wird jedoch zur Berechnung der Typklasseneinstufung der Kfz-Versicherungen mit einbezogen. Ein schlechtes Abschneiden sorgt für höhere Versicherungsbeiträge, was die Anschaffung eines solchen Fahrzeuges weniger attraktiv macht.

Trotz einer großen Vielfalt getesteter Crashtest-Szenarien, ist die Anzahl der Barrieretypen im Frontalcrash begrenzt. Abbildung 4.17 zeigt die derzeit gängigsten Ausführungen (Stand Januar 2013).

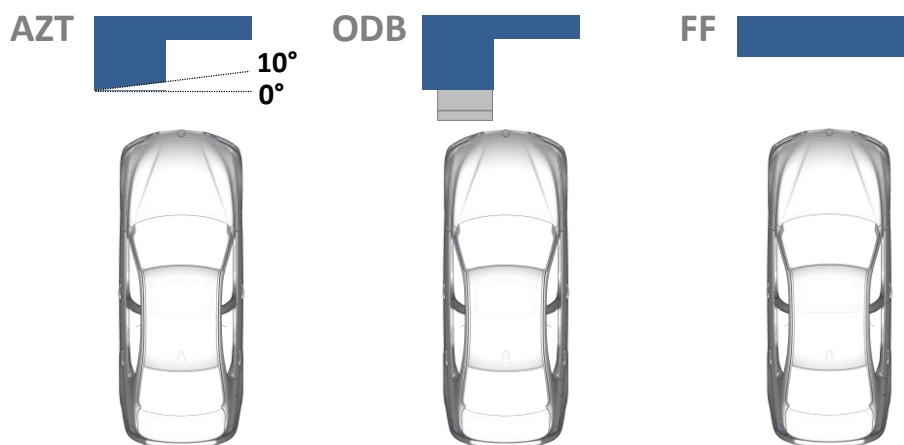


Abbildung 4.17: Verschiedene Unfallszenarien der Frontstruktur [BMW]

AZT/RCAR-Test

Bei dem AZT-Test handelt es sich um einen Versicherungstest, der vom „Allianz-Zentrum für Technik“ etabliert wurde, um den Reparaturaufwand bei leichten Auffahrunfällen und Parkremplern einzustufen. Dieser Typschadentest, auch Reparaturcrash genannt, wird mit einer Kollisionsgeschwindigkeit von etwa 15 km/h, also im Low Speed Bereich, gegen eine harte Barriere mit 40%igem Überdeckungsgrad gefahren (Abbildung 4.17). Bei solch leichten Auffahrunfällen dürfen keine kosten-

intensiven Schäden entstehen. Dies betrifft nicht nur die Karosserie, sondern auch Rückhaltesysteme wie Airbag und Gurtstraffer. Da diese nicht auslösen dürfen, muss der Auslöseschwellenwert oberhalb des Verzögerungsverlaufs dieses Reparaturtests liegen. Bei der Karosserie darf es trotz der einseitigen Belastung zu keiner Schädigung der Längsträgerstruktur und den Bauteilen im Vorderwagen kommen. Im Jahr 2006 wurden die Reparaturtest-Anforderungen jedoch noch weiter verschärft, da sich in der Praxis herausstellte, dass die Strukturelemente bei nicht axialer Belastung nicht mehr in der Lage waren, die geforderte Energie aufzunehmen. Daher wurde eine 10° Winkelbarriere eingeführt.

FF (Full Frontal)

Bei einem Full-Frontal Crash trifft ein Fahrzeug mit der gesamten Front auf ein starres Hindernis. Dieser „High Speed Crash“ wird abhängig von den geltenden Bestimmungen des jeweiligen Landes mit Kollisionsgeschwindigkeiten zwischen 50 und 56 km/h gefahren. In den USA, Japan und China gehört dieses Crashszenario zum Standard-Portfolio, in Europa hingegen wird dieser Lastfall nicht geprüft.

ODB (Offset Deformable Barrier)

Diese Barriere ist Teil der europäischen Frontalaufprallvorschrift und ist ebenfalls fester Bestandteil internationaler Testverfahren. Der vordere Teil dieser Barriere besteht aus einer weichen Aluminium-Wabenstruktur, der Hintere aus einem massiven Betonblock. Dieser Aufbau soll in etwa dem Deformationsverhalten eines zweiten Fahrzeugs als Kollisionspartner entsprechen. Der 40%ige Überdeckungsgrad initiiert einen Offset-Aufprall, da laut Unfallstatistik der versetzte Frontalaufprall der am häufigsten verzeichnete Verkehrsunfall mit Personenschaden ist.

Dieses und weitere standardisierte Verfahren dienen den Herstellern schon während der Entwicklung ihrer Fahrzeuge dazu, Erkenntnisse über das Deformationsverhalten und die Signalübertragung der Fahrzeugstrukturen in unterschiedlichen Lastfällen zu gewinnen. So können eventuelle Schwachstellen rechtzeitig erkannt und behoben werden.

Wie bereits erwähnt, müssen in Europa für die Typengenehmigung von Kraftfahrzeugen bestimmte Qualitätsauflagen erfüllt werden. Möchten sich die Hersteller auch internationale Märkte erschließen, kommen noch weitere Anforderungen hinzu. Das bedeutet, dass abhängig von dem jeweiligen Land, weitere Crashtest gefahren werden müssen. Tabelle 1 und Tabelle 2 zeigen die Frontalcrash-Testverfahren einiger deutscher Exportländer.

Tabelle 1: Verbraucherschutz









VERBRAUCHERSCHUTZ		ODB	FF
	Europa: Euro-NCAP	64 km/h	-
	USA: US-NCAP IIHS	- 64 km/h	56 km/h -
	Japan: JNCAP	-	55 km/h
	China: C-NCAP	-	50 km/h

Tabelle 2: Gesetze zum Insassenschutz

GESETZE ZUM INSASSENSCHUTZ		ODB	FF
	Europa: ECE-R94; 96/79/EC	56 km/h	-
	USA: FMVSS 208	40 km/h	56 km/h
	Japan: TRIAS	56 km/h	50 km/h
	China: GB 11551-2003	56 km/h	50 km/h

Nicht aufgeführt sind hier die Versuchskonstellationen der Insassen, die sich trotz gleicher Konfiguration von Geschwindigkeit und Barriere voneinander unterscheiden können. Zum Beispiel wird der Euro-NCAP ODB Test mit zwei Erwachsenen-Dummy-Modellen auf den Vordersitzen und einem 3- und einem 1,5-jährigen Kinder-Dummy-Modell auf den Rücksitzen gefahren, während in den USA der Test IIHS nur die Belegung eines einzigen Erwachsenen-Dummy-Modells vorsieht. Da diese Konstellation für die Auslegung des Simulationsmodells keine Rolle spielt, findet sie an dieser Stelle keine Berücksichtigung. Entscheidend ist die Berücksichtigung der kritischen Lastfälle, die in Tabelle 1 und Tabelle 2 grau schraffiert sind. Zudem sollen auch AZT-Reparaturcrashes als „No Fire Crashes“ im späteren Modell simuliert werden.

4.1.4 Signalanalyse

Um die wesentlichen Systemeigenschaften in dem Mehrkörpersystem abzubilden, muss ein Katalog der wichtigsten Anforderungen erstellt werden. Dazu wurden Crashdaten nach Effekten von Geschwindigkeits- und Überlappingsänderungen, sowie unterschiedlichen Barrieretypen untersucht. Die zur Verfügung stehenden Analysequellen sind Komponententests (AZT(0°)-Versuche) und FEM-Daten (AZT(0°/10°)/ ODB-Versuche).

Komponententest - AZT 0° (Allianz Zentrum für Technik)

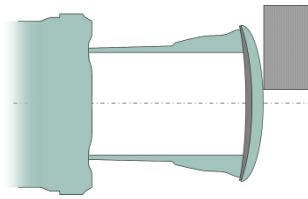


Abbildung 4.18: Unfallszenario AZT 0°

Bei diesen Komponentensimulationen wurden ausschließlich die Hauptlastaufnehmer der Fahrzeugfront auf ihr Energieabsorptionsverhalten untersucht. Dazu zählen Bumper, Querträger, Crashbox und Längsträger. Mit dieser Testapparatur wurden AZT-Crashes mit unterschiedlichem Versatz gefahren.

In den im Folgenden diskutierten Testläufen findet der Kontakt zwischen Frontstruktur und Barriere konstant bei 16 km/h statt. Die Barriere trifft beim ersten Durchlauf mit 40%iger Überdeckung auf und wird anschließend allmählich in Richtung Fahrzeugmitte verschoben. Die Kraftmessebenen liegen unterhalb der Crashbox, die Längsträger sind fixiert.

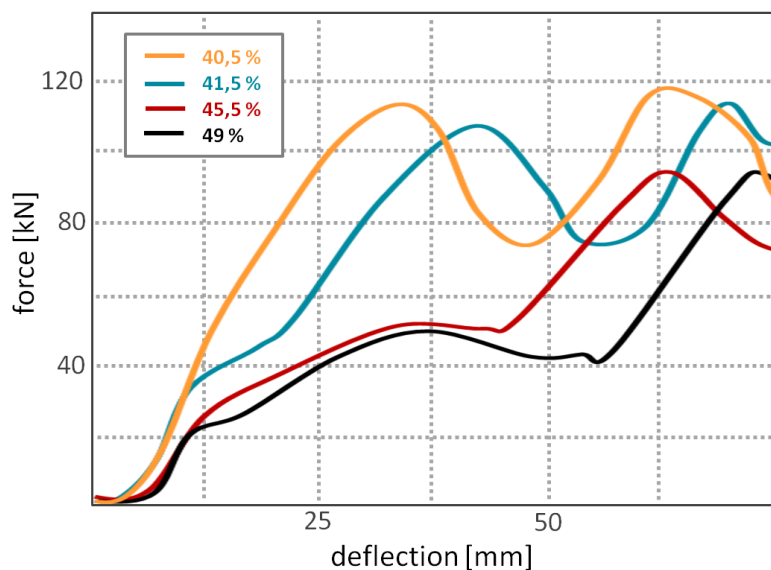


Abbildung 4.19: Kraft-Weg Signal eines AZT-Komponentencrashes bei variabler Überdeckung [40]

Anders als in den AZT-Crashes mit konstanter Überdeckung zeigt diese Testreihe (Abbildung 4.19) einen sowohl zeitlichen als auch örtlichen Versatz der Deformationsereignisse. Hinzu kommt ein leichtes Absinken der Kraftniveaus mit steigendem Barrierenversatz. Auffällig ist hier das Auftreten eines neuen Ereignisses ab einer Überdeckung von 41,5% – noch vor der Lastaufnahme durch die Crashbox.

Die physikalische Ursache für den örtlichen und zeitlichen Versatz der Ereignisse ist die Wölbung des Querträgers bzw. Bumpers. Je stärker die Verschiebung der Barriere in Richtung Fahrzeugmitte ist, desto früher findet – zeitlich und örtlich betrachtet – der erste Kontakt statt und führt zu entsprechenden Beschleunigungssignalen. Das erklärt jedoch noch nicht das zusätzlich auftretende Ereignis bei steigendem Versatz. Aufschluss darüber geben Bilder dieses Testlaufs. Diese zeigen, dass es ab einer Überdeckung von 49% zu einem Einknicken des Querträgers kommt. Das zugehörige Kraft-Weg Diagramm lässt an der Stelle von 35 mm Deformation einen deutlichen Rückgang der Kraft erkennen. Das allgemeine Absinken der Crashniveaus lässt sich möglicherweise mit der Schwächung der Strukturen durch den zunehmenden Kraftanteil in y-Richtung erklären. Die Datenanalyse zeigt, dass für die Simulation des zeitlichen und örtlichen Versatzes die Nachbildung der Querträgerwölbung erforderlich ist. Für die Simulation des entsprechenden Kraftprofils muss die Knickung des Querträgers ab einer gewissen Schwellenkraft ebenfalls mit in die Modellierung eingebunden werden.

Als weitere Datenquellen dienen Simulationsergebnisse, die von der Robert Bosch GmbH aus Crashversuchen mit Hilfe eines Finite Elemente Modells gewonnen wurden.

FEM - AZT 0°

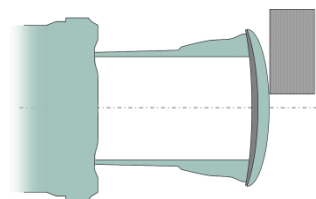


Abbildung 4.20: Unfallszenario AZT 0°

Bei den AZT-Simulationen (Abbildung 4.20) handelt es sich um FEM-Simulationen mit ausgewählten Komponenten der Fahrzeugfrontstruktur. Dazu zählen Querträger, Crashbox und Längsträger. Analog zu den oben beschriebenen AZT-Komponentencrashes mit variabler Überdeckung (Abbildung 4.19) liegen die Kraftmessebenen unterhalb der Crashbox und oberhalb der fixiert angebrachten Längsträger. Abbildung 4.21 zeigt bei steigender Geschwindigkeit eine Zunahme des Crashbox-Kraftniveaus. Man kann eine scheinbare Geschwindigkeitsabhängigkeit der Aktivierungskraft erkennen, was jedoch bisher in den realen Versuchen nicht beobachtet werden konnte. Die der Barriere zugewandte Crashbox erreicht bereits bei 16 km/h das maximale Absorptionsvermögen. Das Resultat einer weiteren Geschwindigkeitserhöhung ist eine leichte Teilung der Kraftspitze, deren Ursache

vermutlich mit der Konstruktion der Crashbox zusammenhängt. Faltungen der Crashboxstrukturen, welche nicht nacheinander sondern gleichzeitig stattfinden, würden diesen Signalverlauf erklären.

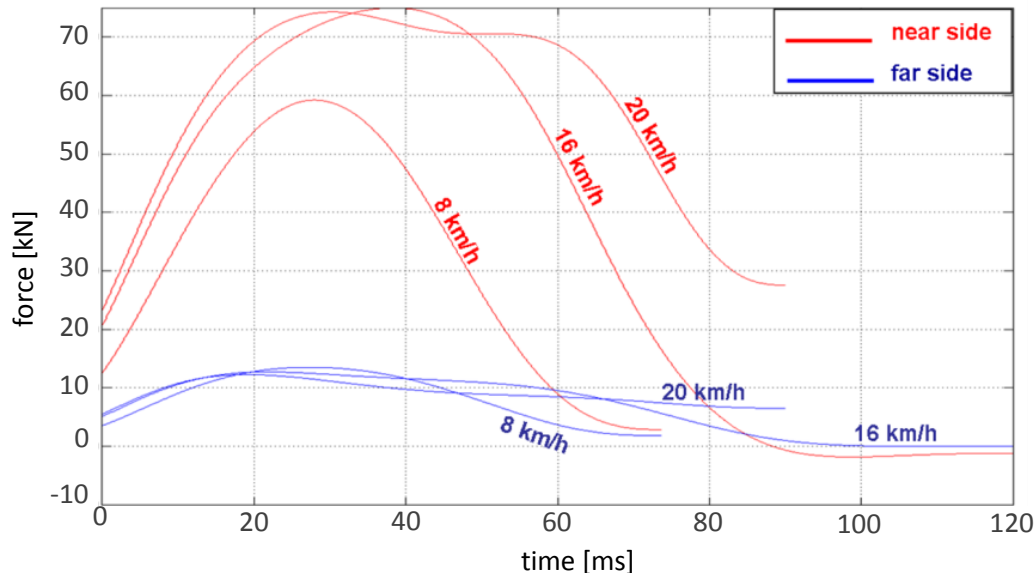


Abbildung 4.21: Kraft-Zeit Verlauf bei einem Crash mit 40%iger Überdeckung gegen eine AZT 0° Barriere [40]

FEM - ODB (Offset Deformable Barrier)

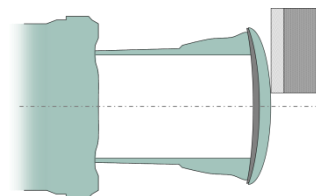


Abbildung 4.22: Unfallszenario ODB

Bei den nachfolgend diskutierten sogenannten "weichen Crashes" handelt es sich um Simulationen, die mit der kompletten Frontstruktur durchgeführt wurden. Die beiden Hauptmesspunkte befinden sich an der Barrierenrückseite und im Bereich des Aufprallsensors. Abbildung 4.23 beschreibt die Verlagerung des Airbag-Steuergerätes im sensorfesten Koordinatensystem. Die durch die Deformation zurückgelegte Strecke steigt proportional zur Geschwindigkeit. Bedingt durch die Lage des Messpunktes ist nur eine Aussage über die Verschiebung des Gesamtsystems möglich. Eindeutige Rückschlüsse auf das Verhalten der einzelnen Strukturelemente lassen sich jedoch nicht ableiten. Vergleicht man allerdings das Verschiebungsprofil der AZT 0°-Crashes mit denen der ODB-Crashes, so erkennt man, dass Letztere bei gleicher Geschwindigkeit eine schnellere und stärkere Deformation verursachen und somit eine bessere

Ausnutzung der Energieabsorber erzielen. Der Grund dafür liegt in der unterschiedlichen Orientierung des Kraftvektors, der von der Barriere auf den Lastpfad wirkt. Die harte AZT-Barriere verursacht beim Crash durch die Knickung des Querträgers eine nicht-axiale Kraft, die die Energieabsorber schwächt. Der weiche Teil der deformierbaren Barriere sorgt hingegen für eine nahezu vollständig axiale Belastung.

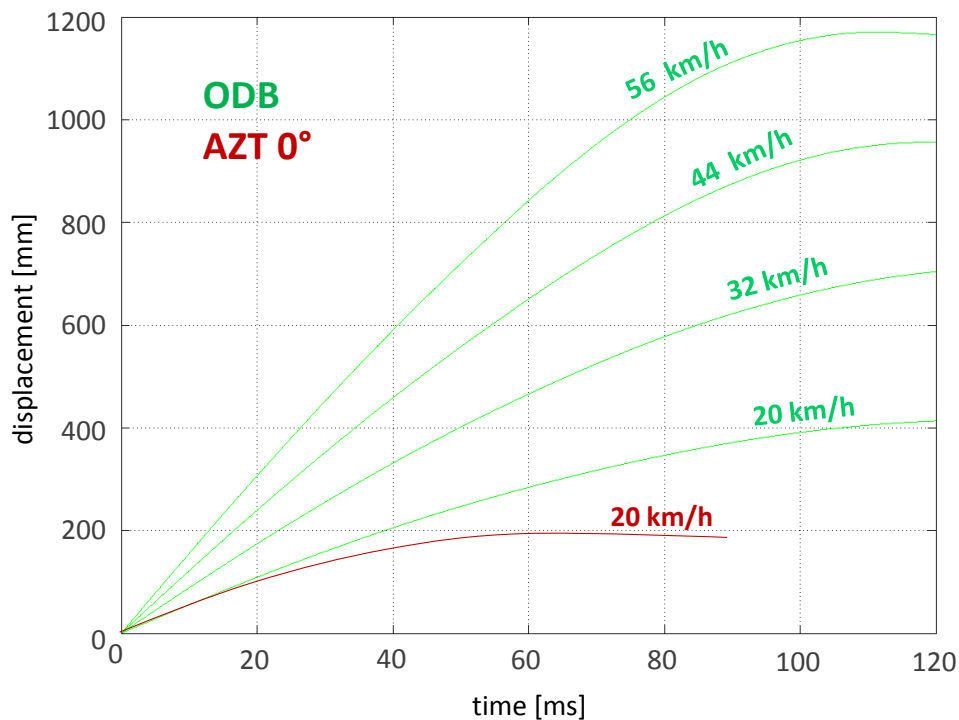


Abbildung 4.23: Gegenüberstellung des Weg-Zeit Verlaufs eines ODB- und AZT 0°-Crashs, gemessen an der Barrierenrückseite [40]

FEM - AZT 10°

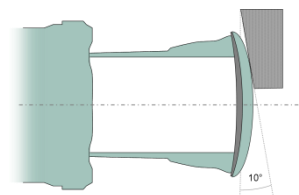


Abbildung 4.24: Unfallszenario AZT 10°

Bei den AZT 10°-Crashs handelt es sich um sogenannte Winkelcrashs (Abbildung 4.24). Für eine bessere Vergleichbarkeit des Simulationsergebnisses wurden diese neben den 0° AZT und ODB Signalen aufgetragen (Abbildung 4.25).

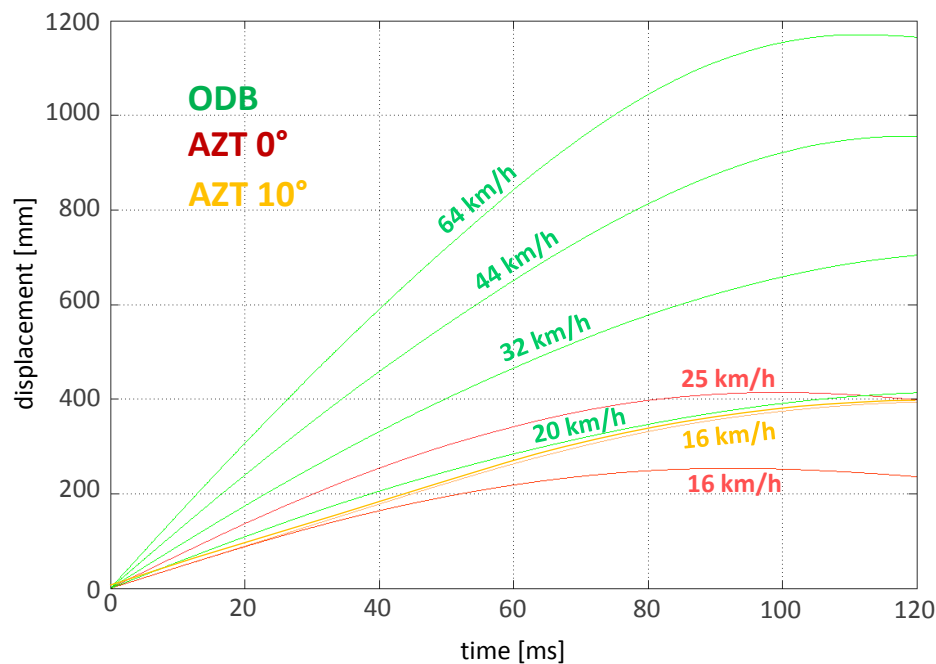


Abbildung 4.25: Vergleich des AZT 10°-Signalverlaufs mit dem des AZT 0° und ODB [40]

Auffällig ist, dass die AZT 10°-Signale eine bedeutend höhere Ähnlichkeit mit den ODB-Signalen aufweisen als mit denen des AZT 0°-Crashs. Der Grund dafür liegt in der winkelabhängigen Beanspruchung der Lastpfade (Crashbox und Längsträger), die ähnlich zur weichen OD-Barriere erfolgt.

Fazit

Zusammengefasst liefert die Analyse der zur Verfügung stehenden Crashdaten folgende Ergebnisse:

Tabelle 3: Ergebnisse der Crashanalyse

Analysequelle	Ergebnis
AZT-FEM	<ul style="list-style-type: none"> Die anpassbare Biegesteifigkeit des QTs beeinflusst die Energiedissipation durch den zweiten Lastpfad.
AZT-Komponenten	<ul style="list-style-type: none"> Durch die Biegung des Querträgers kommt es zum Auftreten von nicht-axialen Kräften, was die Abbildung der QT-Wölbung erforderlich macht. Das Einknicken des Querträgers ab einer gewissen Schwellenkraft ist notwendig.
ODB-FEM	<ul style="list-style-type: none"> Gelenkige Verbindung zwischen dem Querträger und den Hauptlastpfaden soll die Einleitung nicht axialer Kräfte ermöglichen.
AZT 0°/10°/ODB	<ul style="list-style-type: none"> AZT 10° und ODB-Signale weisen eine höhere Ähnlichkeit auf als AZT 0° Signale. Der Grund dafür ist die ähnliche Belastung der Crashabsorber und der Längsträger.

4.2 Physikalische Modellierung

Die Modellierung der Frontstruktur gliedert sich in zwei wesentliche Teile:

Die Auslegung der Frontstrukturgeometrie als Mehrkörpersystem (MKS) mit der Wahl ihrer geometrischen Bindungen: Dabei ist die Wahl des Abstraktionsgrads von den physikalischen Anforderungen an das Mehrkörpersystem abhängig und basiert auf den Erkenntnissen der vorangegangenen Datenanalyse, welche die wesentlichen Effekte der wichtigsten Frontal-Crasharten ermittelte.

Die Definition der eingprägten Kräfte: Über sie werden die Kraftverläufe der kompletten Lastpfade (Crashbox, erster und zweiter Teil des Längsträgers), die Gelenksteifigkeit in den Bindungen, sowie die Modellierung der in Kapitel 4.1.3 vorgestellten Barrieretypen abgebildet. Neben der Darstellung ihrer unterschiedlichen Geometrien und physikalischen Eigenschaften, muss ein Konzept zur Umsetzung der Interaktion zwischen Frontstruktur und Barriere erstellt werden.

4.2.1 Auslegung der Frontstrukturgeometrie

Obwohl die mathematische Modellierung der Lastpfade den stärksten Einfluss auf die Charakteristik des Signalverlaufs hat, bestimmt die Frontstrukturgeometrie die Richtung und den Betrag der Pfadbelastung. Zudem sorgt die Kopplung beider Lastpfade durch den Querträger für eine belastungsabhängige Kraftübertragung und damit für einen crashtypabhängigen Signalverlauf.

Modellansätze

Bei der Modellierung des Vorderwagens als MK-System dienen die Ansätze von Kröger als erste Orientierung [29]. Der erste Ansatz ist eine sehr pragmatische Abbildung der Frontstrukturgeometrie (Abbildung 4.26).

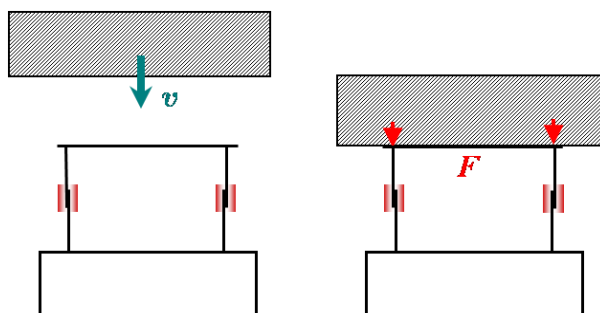


Abbildung 4.26: Variante mit starrem Querträger (Modellansatz 1)

Die beiden Längsträger bestehen jeweils aus zwei Körpern, die durch ein Translationsgelenk miteinander verbunden sind. Dieses Translationsgelenk hat im ebenen Fall genau einen Freiheitsgrad und erlaubt somit nur die Bewegung in Richtung der Körperachse. Der Querträger besteht aus einem einzigen starren Körper, der mit den beiden Hauptlastpfaden verbunden ist. Trifft nun die Barriere im Falle eines Full Frontal Crashes auf den Querträger, wird die Barrierenkraft gleichmäßig auf die beiden Lastpfade übertragen und diese in den Translationsgelenken zusammengestaucht. Die Gelenke wirken der Barrierenkraft – entsprechend ihres Deformationsmodells – entgegen, was zu einem kontinuierlichen Energieabbau bis zum völligen Stillstand des Fahrzeugmodells führt. Ein solches Modell, wie in Abbildung 4.26 dargestellt, berücksichtigt zwar die Kraftverteilung auf die beiden Lastpfade, vernachlässigt aber die durch die Wölbung des Querträgers verursachte leichte Rotation der Längsträger. Das folgende Modell verdeutlicht den vernachlässigten Effekt.

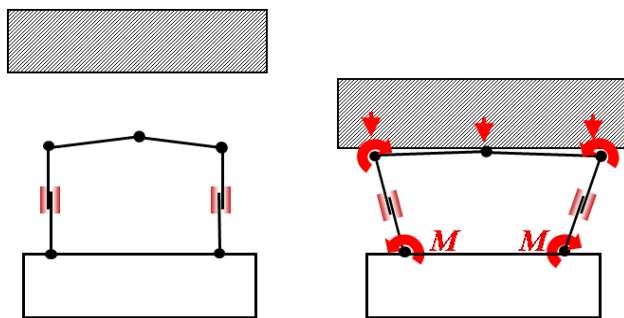


Abbildung 4.27: FF-Crash mit gekrümmtem, deformierbarem Querträger (Modellansatz 2)

Die wesentliche Änderung dieses Modellansatzes (Abbildung 4.27) ist die bessere Anpassung der Querträgergeometrie. Durch die Querträgerwölbung findet bei Kontakt der Barriere eine Verschiebung der Längsträger statt, wodurch sich die Orientierung der Barrierenkraft zu den Hauptlastpfaden ändert. Zudem erfolgt bei dessen Deformation ein erster Energieabbau. Mit einem solchen Mehrkörpersystem wäre bereits die Simulation eines Offset-Crashes möglich.

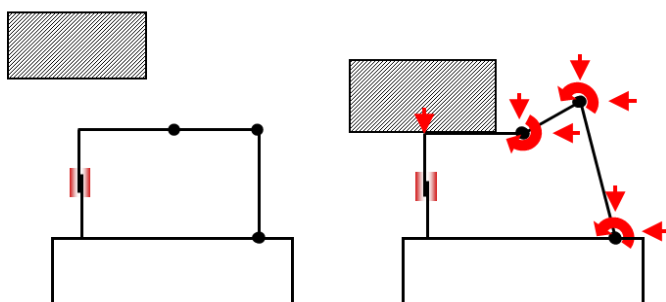


Abbildung 4.28: AZT 0°-Crash mit gekrümmten, deformierbarem Querträger (Modellansatz 3)

Die in Abbildung 4.28 dargestellte Variante zur Simulation eines Offset-Crashes setzt sich aus den beiden vorangegangenen Modellen zusammen. Durch die 40%ige Überlappung der Barriere wird der Hauptteil der Last auf den linken Lastpfad ausgeübt. Denkbar wäre daher eine ausschließlich linksseitige Implementierung des Lastpfad-Deformationsmodells. Eine Untersuchung der Crashdaten in Abschnitt 4.1 zeigte jedoch, dass der zweite Lastpfad bei einem Offset-Crash Einfluss auf den Signalverlauf nimmt und somit in das Modell implementiert werden muss.

Diese Ansätze wurden von Kröger in [30] nur verbal und durch Skizzen formuliert, nicht jedoch als mathematische Beschreibung oder als Simulationsmodell. In dieser Arbeit wurden seine Ansätze nach den Erkenntnissen der Crashsignalanalyse in Abschnitt 4.1 weiterentwickelt und folgendes Modell als Mechanisches Mehrkörpersystem in der Programmiersoftware MATLAB realisiert:

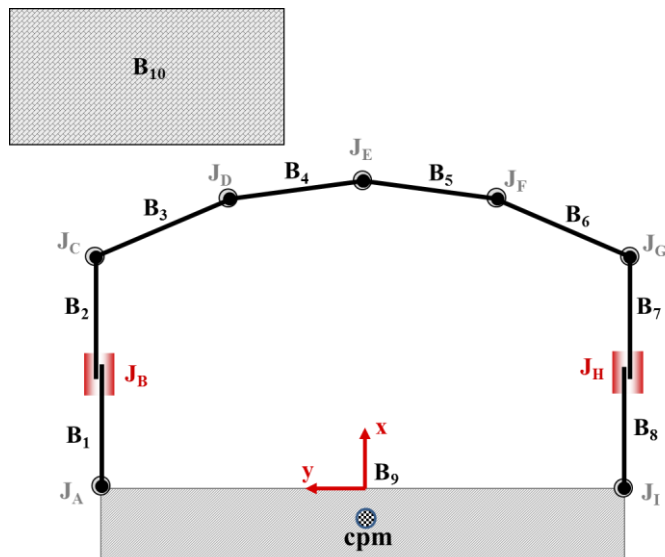


Abbildung 4.29: Aufbau des Vorderwagenmodells

Das MK-Modell setzt sich aus neun Körpern zusammen, die über Rotations- oder Translationsgelenke miteinander verbunden sind (Abbildung 4.29). Der Querträger besteht aus vier Körpern, mittels derer eine verbesserte Abbildung der Krümmung und ein Einknicken bei lokaler Überlastung ermöglicht wird. Die Hauptlastpfade bestehen jeweils aus zwei Körpern, die durch ein Translationsgelenk miteinander verbunden sind. Dieses Translationsgelenk hat im ebenen Fall genau einen Freiheitsgrad und erlaubt somit bei Barrierenkontakt eine Bewegung in Richtung der Körperachse. Der Rest des Fahrzeugs wird auf einen Körper reduziert, da für die Simulation der Vorderwagendeformation ausschließlich die Lage des Schwerpunktes relevant ist (bei Offsetkollisionen). Analog zu realen Crashtests wird hier die Vorderwagenstruktur mit einer festgelegten Geschwindigkeit auf die Barriere gefahren.

Es fehlen nun noch die Abbildung der Struktursteifigkeit, der Energieabbau innerhalb der Hauptlastpfade und die Modellierung der Barriere.

Abbildung der Struktursteifigkeit

Eine Möglichkeit zur Simulation dieser Steifigkeit ist der Einsatz von Feder-Dämpfer-Elementen, die sich im Drehgelenk zwischen den benachbarten Körpern (Abbildung 4.30) befinden.

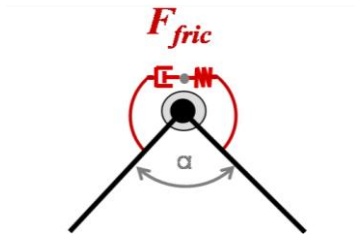


Abbildung 4.30: Feder-Dämpfer-Element zur Simulation von Gelenksteifigkeiten

Kommt es nun aufgrund interner oder externer Kräfte zu einer Winkeländerung, sorgt das Feder-Dämpfer-Element für ein geschwindigkeitsabhängiges Gegenmoment. Der Dämpfungsanteil in den Gelenken bewirkt eine plastische Verformung der Fahrzeugfront.

$$F_{fric} = f(\alpha, s) \cdot n, \quad n = k, \dots, e \quad (4-1)$$

Die Gelenkkraft F_{fric} ist eine Funktion der Längenänderung s und der Relativgeschwindigkeit zwischen den beiden benachbarten Körpern. Der Dämpfungsanteil in den Gelenken bewirkt eine plastische Deformation der Fahrzeugfront. Die Faktoren k, \dots, e beschreiben Multiplikationskonstanten, die beliebig gesetzt werden können, um die Gelenksteifigkeiten zu variieren.

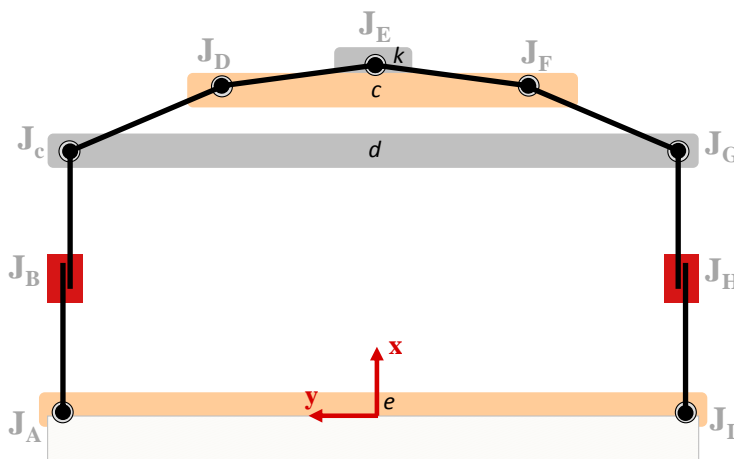


Abbildung 4.31: Gruppierung der Gelenksteifigkeitsparameter

Abbildung 4.32 zeigt den Einsatz dieser Gelenkkräfte im Frontstrukturmodell bei einem Full Frontal Crash. Die Steifigkeitsparameter wurden im folgenden Versuch für alle Drehgelenke homogen eingestellt und mit Steifigkeitswerten von 0-99% simuliert.

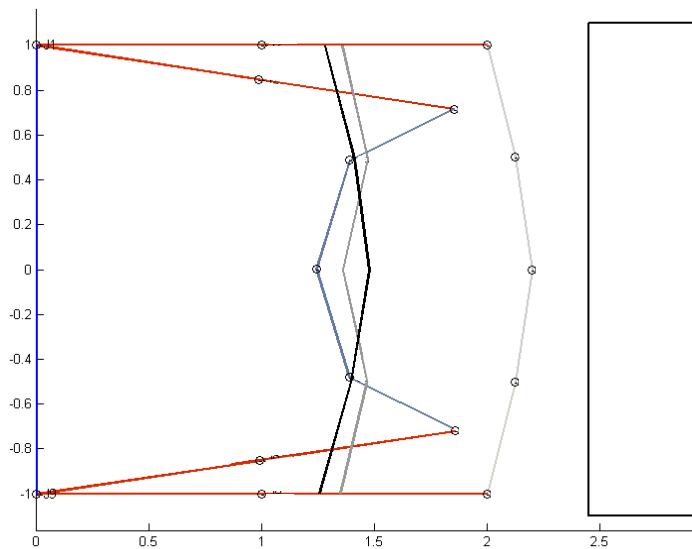


Abbildung 4.32: Variation der Gelenksteifigkeiten

Abhängig von der Parametereinstellung ist auch das Deformationsverhalten des Modells. Während das Mehrkörpersystem ohne Gelenkwiderstand fast völlig kollabiert, weist die Fahrzeugfront mit sehr steifen Gelenken kaum Deformationen auf. Zur genauen Kalibrierung der Gelenksteifigkeit des Querträgers könnten experimentelle Untersuchungen mit Querträgern herangezogen werden (z.B. Pfahlaufprallversuche von Kröger [29]).

Abbildung der Lastpfaddeformation

Die Hauptlastpfade beinhalten die bei einem Frontalaufprall wichtigsten energiedissipierenden Bauteile und Strukturen. Sie bestehen aus fünf wesentlichen Elementen. Der vordere Teil setzt sich aus Stoßfängerverkleidung und -schaum zusammen. Darauf folgen der Crashabsorber und der vordere Teil des Längsträgers, der bis zur Radaufhängung führt. Dahinter befindet sich der wesentlich komplexere zweite Teil des Längsträgers, der an mehreren Punkten mit der Fahrgastzelle verbunden ist. Diese Strukturelemente werden nicht einzeln abgebildet, sondern in einer Kraft-Weg-Charakteristik zusammengefasst. Somit gilt es, ein Lastpfadprofil auszuwählen, das den Kraft-Deformationsverlauf eines realen Hauptlastpfades in ausreichender Güte beschreibt.

Erste Schritte in Richtung Lastpfadmodellierung erfolgten mithilfe einer eindimensionalen Abbildung einer Fahrzeugfrontstruktur, die in einem gemeinsamen

Projekt der Universität Duisburg-Essen und der Robert Bosch GmbH 2007 erstellt wurde. Dieses sogenannte Force-Deflection Modell beschreibt in erster Linie den Kraft-Weg-Verlauf der beiden Hauptlastpfade. Der Vorteil dieses eindimensionalen Grundkonzepts ist die einfache und transparente Kraftübertragung, sowie seine Flexibilität, die es ermöglicht, Signale verschiedener Crashtest-Typen (wie AZT, ODB oder FF) abzubilden. Die Simulationssignale dieses Gesamtfahrzeug-Frontmodells nähern sich den Daten eines realen Frontal-Crashes bereits gut an. Nachteil dieses Verfahrens ist jedoch die etwas erschwerte Trennbarkeit der einzelnen Strukturelemente. Daher wird an dieser Stelle auf ein Deformationsmodell nach Kröger zurückgegriffen, der den Kraftverlauf der tragenden Komponenten eines Lastpfades über eine gestufte Kraft-Weg-Kennlinie beschreibt (Abbildung 4.33).

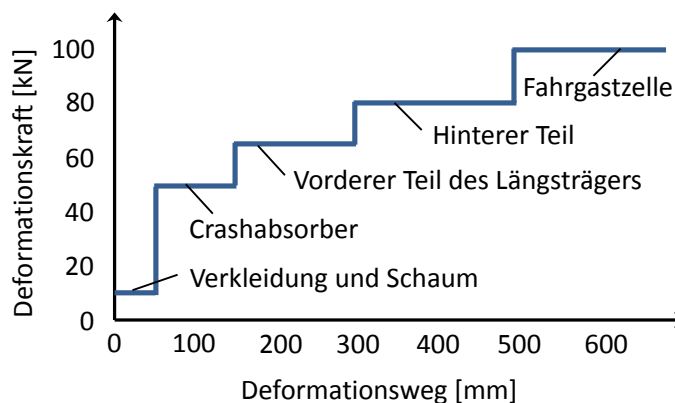


Abbildung 4.33: Deformationsverlauf der Hauptlastpfade nach Kröger [31]

Wird nun das Translationsgelenk des Mehrkörpersystems durch die Barrierenkraft zusammengedrückt, kann über das Kraft-Weg-Diagramm die wirkende Gegenkraft ermittelt werden. Der Verlauf des Stufenmodells muss allerdings vor der Implementierung in das MK-Modell an die Ergebnisse der Crashsignalanalyse (Kapitel 4.1) hinsichtlich des Kraftniveaus und Deformationswegs angepasst werden.

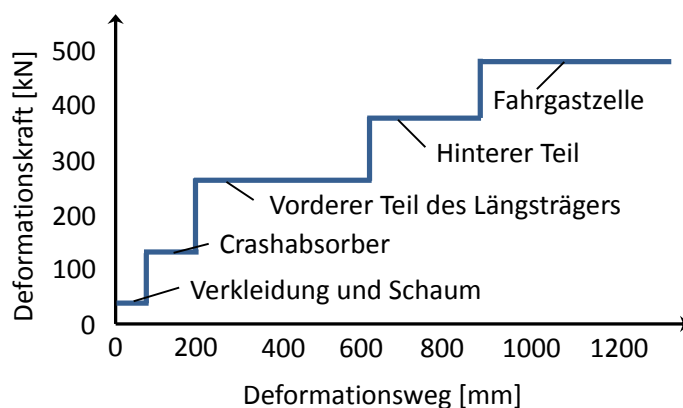


Abbildung 4.34: Angepasster Deformationsverlauf der Hauptlastpfade

Das Stufenmodell wird solange durchlaufen, wie eine negative Verschiebung zwischen den Lastpfadelementen verzeichnet wird. Sinkt diese jedoch auf null, verliert das Modell von Kröger seine Gültigkeit und muss durch ein weiteres Modell ersetzt werden. Abbildung 4.35 zeigt eine Rampenfunktion, welche die Restelastizität der deformierten Lastpfade und die dadurch hervorgerufene leichte Rückverformung simuliert (Kapitel 4.2.2).

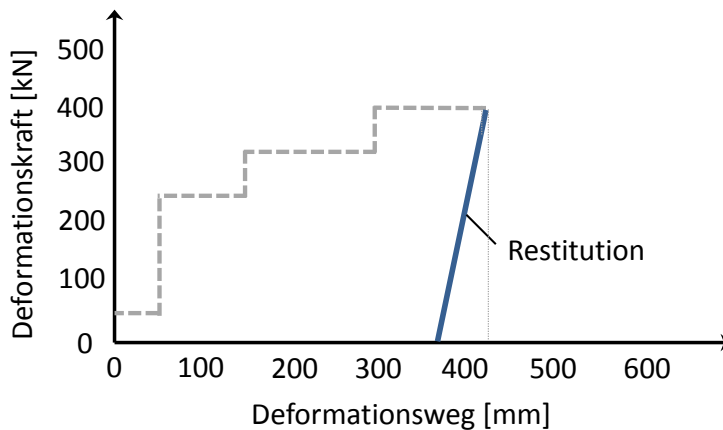


Abbildung 4.35: Restitution der Hauptlastpfade

Ein kurzzeitiger Stillstand in der Verschiebung bedeutet jedoch noch nicht zwangsläufig die vollständige Absorption der kinetischen Energie des Fahrzeugs. Wie bei realen Crashes kann es während der Deformation zu kurzzeitigen Kontaktverlusten mit der Barriere kommen. Daher muss bei weiterer Deformation ein erneuter Wechsel zum Stufenmodell möglich sein. Um dieses zu gewährleisten, muss eine ständige Überprüfung der aktuellen und der maximal gemessenen Relativverschiebung stattfinden. Überschreitet die aktuelle Verschiebung (inkl. zugelassener Restelastizität) ihren verzeichneten Maximalwert, wird wieder in das Stufenprofil gewechselt.

Nach dem abschließenden Durchlauf der Rampenfunktion kommt es zwangsläufig zu einem Auseinanderdriften der Schubgelenke. Um diesen Effekt zu unterdrücken, muss deren aktuelle Position mit Hilfe eingepprägter Kräfte fixiert werden. In diesem Fall wurde eine Relativgeschwindigkeits – und Driftmaßabhängige Kraft F_{RD} gewählt.

$$F_{RD} = (s_{rel} + b - s_{def}) \cdot c \cdot d \cdot v_{rel}; \quad c = 1000 \text{ N/m}; \quad d = 1000 \text{ Ns/m} \quad (4-2)$$

Die Variable b beschreibt dabei den Restitutionsweg, s_{def} den Deformationsweg, s_{rel} die Relativverschiebung und v_{rel} die Relativgeschwindigkeit innerhalb des Translationsgelenks. Die Feder- und Dämpferkonstanten (c , d) hindern die Längsträger nach der Deformation daran, auseinanderzudriften. Ihre Größe wurde aufgrund simulativer Versuche ermittelt.

4.2.2 Kompression und Restitution

Bei einer Fahrzeugkollision kommt es nach der Kompression der Struktur, zu einer teilelastischen Rückverformung (Restitution). Der Grad der Rückverformung hängt von der Kollisionsgeschwindigkeit, der Überdeckung mit dem Hindernis, der Strukturgeometrie und den Materialeigenschaften ab. Ähnlich der Stoßzahl zur Beschreibung des plastischen und elastischen Anteils bei einem Stoß zwischen zwei Körpern [42], kann auch die Restitution einer Fahrzeugstruktur vereinfacht über einen repräsentativen Restitutionskoeffizienten angegeben werden. Kalthoff und Becke beschreiben in ihrer Arbeit Versuche zu Rückverformungen bei PKW-Auffahrkollisionen [43]. Die Ergebnisse sagen aus, dass die Stoßzahlen bei steigender Geschwindigkeit abnehmen und bei steigender Überdeckung zunehmen. Im Wesentlichen liegen die Restitutionskennwerte zwischen 0,1 und 0,3, sind jedoch auch von den spezifischen Struktureigenschaften des Fahrzeugs abhängig. Da die Abbildung der Rückverformung für die MK-Modellierung nur eine untergeordnete Rolle spielt, wird hier ein Durchschnittswert von 0,2 angenommen. Weitere Ausführungen zu dem Thema findet man in der Arbeit von Appel [44].

4.2.3 Modellierung der Barriere

Die Barriere wird ausschließlich durch eingeprägte Kräfte modelliert. Sobald das erste Element der Frontstruktur auf die Barriere trifft, wird durch eine externe Kraft eine Verschiebung eingeleitet. Dazu wird die Barriere mit relativ steifen, in Reihe geschalteten Feder-Dämpfer-Elementen versehen, die eindringende Körper aus ihrem Wirkungsbereich schieben (Abbildung 4.36).

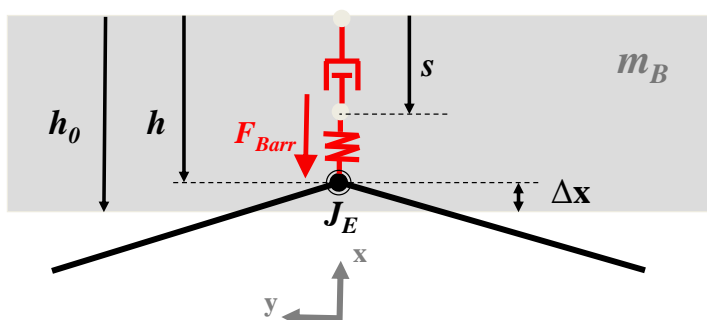


Abbildung 4.36: Barrierenkraft bei Kollision

Eine Nebenanforderung an die Barrierenkraft ist, dass diese nur aktiv wird, wenn sich das eindringende Element in Richtung Barriere bewegt ($v_j > 0$). Zieht sich die

Fahrzeugstruktur aus dem Hindernis zurück ($v_J < 0$), muss die Barrierenkraft entkoppelt werden. Es gilt somit für $\Delta x < 0$ und $v_J > 0$

$$F_{Barr} = \begin{bmatrix} F_{B_N} \\ F_{B_R} \end{bmatrix} \quad (4-3)$$

Die Barrierenkraft setzt sich also aus der Normalkraft F_{B_N} und der Reibkraft F_{B_R} zusammen. Da es sich bei der Normalkraft um eine in Reihe geschaltete Feder-Dämpfer-Kraft handelt, wird diese wie folgt berechnet.

$$F_{B_N} = -d\dot{s}; \quad F_{B_R} = -\mu F_{B_N} \quad (4-4)$$

$$\dot{s} = \frac{c}{d} (\Delta x - s) \quad (4-5)$$

Der Gleitreibungskoeffizient μ ist aufgrund des Materialverbunds der Stoßstange nicht eindeutig bestimmt. Hier trifft ein Verbund aus Kunststoff, Schaumstoff und Stahl auf eine starre Beton-Barriere. Zur Annäherung kann daher ein Mittelwert der Materialpaarung Beton/Stahl ($\mu = 0,4$) und Beton/Sand ($\mu = 0,5$) verwendet werden (Quelle: MPA – Materialprüfungsanstalt Universität Stuttgart). Abhängig von der Barrierenart ist die Wahl der Feder- und Dämpfungskonstanten. Bei einem AZT oder Full Frontal Crash liegen die Werte bei $c = 3 \cdot 10^7 \text{ N/m}$ und $d = 4 \cdot 10^5 \text{ Ns/m}$. Die Simulation einer OD-Barriere verlangt jedoch die Abbildung eines vorgeschalteten weichen Bereichs (Abbildung 4.37). Die Überprüfung auf Kollision muss hier somit auf zwei Ebenen stattfinden.

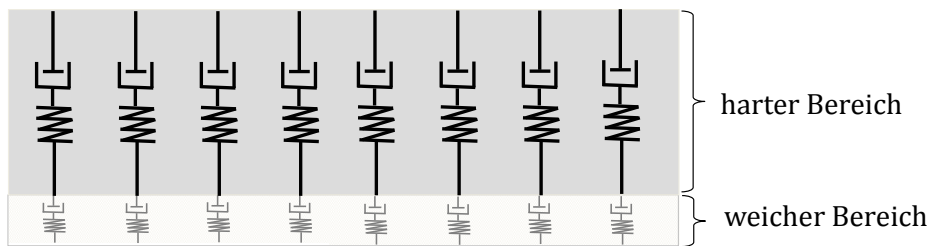


Abbildung 4.37: Modell der ODB-Barriere

Der erste, weiche Bereich (im Realversuch eine Aluminium-Wabenstruktur) wird ebenfalls über in Reihe geschaltete Feder-Dämpfer-Elemente abgebildet, jedoch mit deutlich geringeren Steifigkeitswerten. Ist die Crashenergie in dieser Deformationszone noch nicht vollständig aufgebraucht, kommt es zum Kontakt mit der zweiten Ebene, welche die gleichen Eigenschaften wie die zuvor beschriebene starre Barriere aufweist. Die Kalibrierung der Deformationszonen erfolgt mithilfe von Crashsignalen.

4.3 Adaption des MK-Modells an ein Referenzfahrzeug

Das Modell enthält nun sämtliche crashrelevanten Komponenten. Bevor die Modellgüte bewertet werden kann, muss im Vorfeld eine Adaption des Modells an ein Referenzfahrzeug erfolgen. Im Anschluss kann ein Vergleich zwischen dem synthetischen und dem realen Signal gezogen werden. Dies geschieht in zwei Phasen. Zunächst erfolgt eine initiale Anpassung der geometrischen Fahrzeugparameter, anschließend werden die eingprägten Kräfte auf Basis realer Signaldaten generiert.

4.3.1 Initiale Anpassung der Fahrzeugparameter

Im ersten Schritt werden die initialen Simulationsparameter justiert. Dazu zählen die Simulationszeit, die Fahrzeuggeschwindigkeit, der Barrierentyp und gegebenenfalls der Abstand des Fahrzeugs zur Barriere. Im zweiten Schritt müssen die grundlegenden Geometrieparameter der Fahrzeugfront, sowie die Fahrzeugmasse und der Schwerpunkt eingestellt werden. Bei dem gewählten Referenzfahrzeug handelt es sich um einen Wagen der oberen Mittelklasse. Aus Datenschutzgründen können zu dem Fahrzeug keine weiteren Angaben gemacht werden.

Die für die Adaption des Modells verwendeten initialen Parameter entstammen Datenblättern und lassen sich aus der Übersichtstabelle entnehmen.

Simulations- und Fahrzeugparameter im Überblick

Beschreibung	Initialwerte
Simulationszeit	0,1 [s]
Fahrzeuggeschwindigkeit	26 [m/s]
Fahrzeugmasse	1830 [kg]
Abstand des Querträgers zur Barriere	0,12 [m]
Barrieren-Overlap	100 [%]
Barrieren-Winkel	0 [°]
Länge der Frontstruktur	1,12 [m]
Abstand der Längsträger	1,59 [m]

Die gewünschten Ausgabeparameter werden ebenfalls initial festgelegt. Dazu gehören Signalplots, Datenausgaben und eine Animation des Crashverlaufs, die die geometrischen Veränderungen der Frontstruktur während der Interaktion mit der Barriere zeigt. Zu den Signalparametern zählen neben der Zeit (t), die am Fahrzeugschwerpunkt gemessene Beschleunigung (a), die Geschwindigkeit (v), die Verschiebung (ds), die Position (s) und die Kraft (F), die sich in beliebiger Kombination zueinander auftragen lassen.

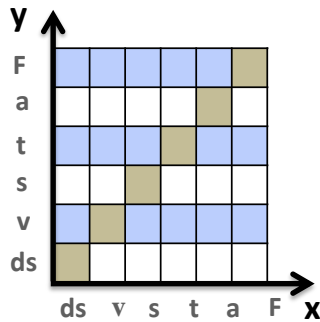


Abbildung 4.38: Wählbare Ausgabeparameter

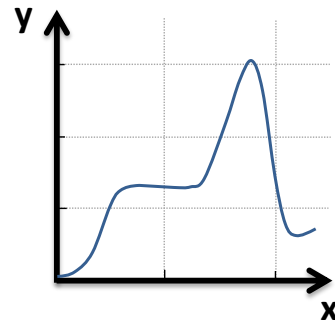


Abbildung 4.39: Resultierender Signalverlauf

Das Zeitintervall der zu speichernden Ausgabewerte kann ebenfalls manuell festgelegt werden. Zu beachten ist, dass ein Herabsetzen der Schrittweite eine Glättung des Signals zur Folge hat. Es wird empfohlen, dies bei Bedarf erst im Anschluss in Form einer Filterung durchzuführen. So wirkt man einer unerwünschten Verschiebung des Signalniveaus entgegen.

4.3.2 Angleichung der Kraftniveaus aufgrund von Signaldaten

Die Anpassung der Struktursteifigkeit und der Kraft-Weg-Charakteristik der Hauptlastpfade erfolgt iterativ durch Parametervariation. Die Grundlage dafür bieten die von der Robert Bosch GmbH zur Verfügung gestellten Beschleunigungssignale auf Basis von Finite-Elemente-Simulationen. Vor der Verwendung müssen diese jedoch aufbereitet werden.

Frequenzanpassung

Um Signale miteinander vergleichbar zu machen, müssen die abgebildeten Frequenzen angepasst werden. Diese Signalaufbereitung geschieht mittels eines Filters. Zur Auswertung von Crashtests wird häufig der sogenannte CFC-Filter (Channel Frequency Class) eingesetzt. Dabei handelt es sich um einen 4-poligen Butterworth-Tiefpass-Filter, der durch seine Vorwärts-Rückwärts-Filterung eine Phasenverschiebung verhindert (Zero-Phase-Filtering). Bei zeitkritischen Betrachtungen – bspw. eine Airbagauslösung – ist dies von Relevanz. Dieser Filter soll daher für die folgenden Signalaufbereitungen verwendet werden.

Da das MK-Modell im derzeitigen Status lediglich Frequenzen bis zu 30 Hertz abbilden kann, müssen die höheren Frequenzen des Referenzsignals tiefpassgefiltert werden. Abbildung 4.40 zeigt exemplarisch ein Crashsignal vor und nach einer 30 Hertz CFC-Tiefpassfilterung.

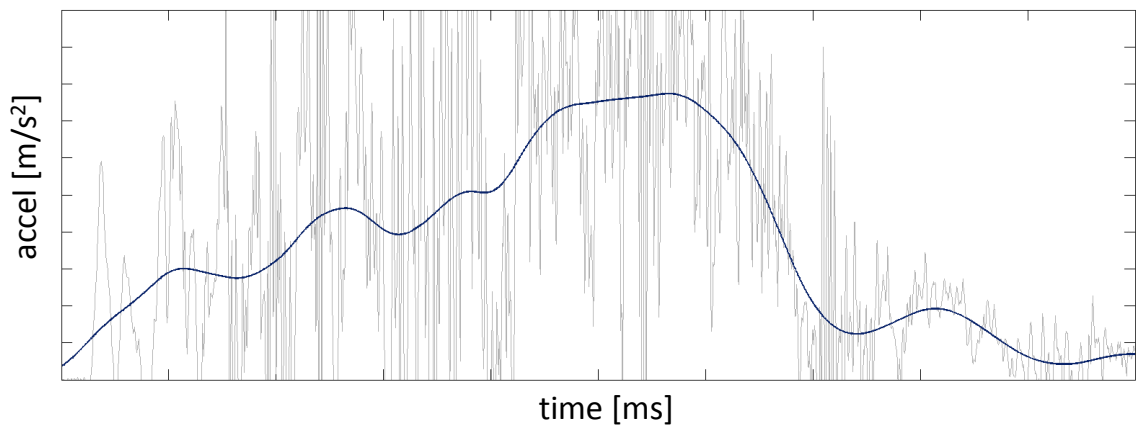


Abbildung 4.40: Full Frontal 56 km/h Beschleunigungssignal vor und nach einer CFC-Filterung

Als Nächstes erfolgt die schrittweise Parametrierung des MK-Modells. Die zur Verfügung gestellten Referenzdaten entstammen einem 0° AZT-Reparaturcrashtest (16 km/h) und zwei Full Frontal Crashes (26 und 56 km/h). Zur Parametrierung werden die Daten des 56 km/h Full Frontal Crashes herangezogen, da diese die Deformation aller relevanten Strukturelemente enthalten. Durch die 100%ige Barrierenüberdeckung deformieren beide Lastpfade gleichzeitig, wodurch die einzelnen Strukturelemente besser differenzierbar und folglich ihre Deformationscharakteristiken leichter identifizierbar sind.

Manuelle Zuordnung der Crashereignisse

Die Zuordnung der Strukturelemente zu den jeweiligen Signalereignissen erfolgt empirisch, da sich die Höhe der Beschleunigungsniveaus bei einem 56 km/h Full Frontal Crash relativ leicht den dafür ausgelegten Energieabsorbern zuordnen lässt (Abbildung 4.41).

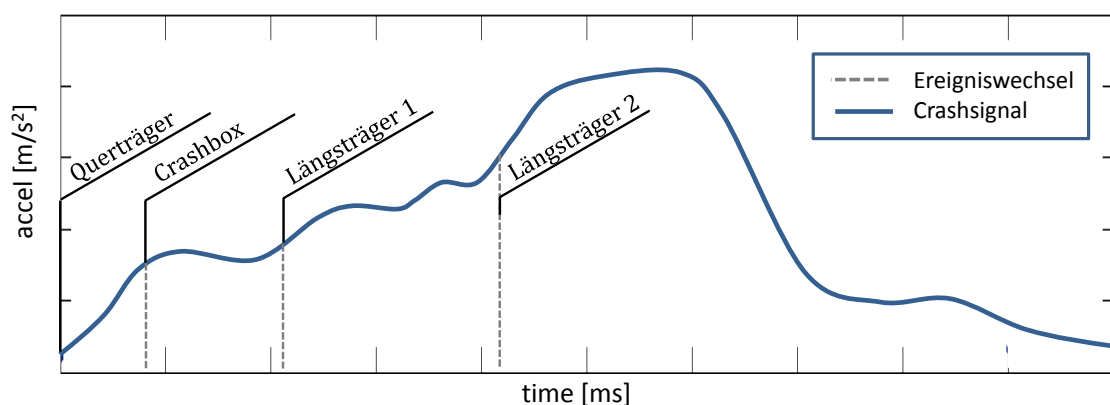


Abbildung 4.41: Zeitliche Zuordnung der Crashereignisse

Der Signalverlauf vom Barrierenkontakt bis zum ersten Plateau hängt jedoch wesentlich von der Steifigkeit des Querträgers ab. Hier werden die Feder-Dämpfer-

Konstanten so lange manuell parametrisiert, bis der gewünschte Gradient und damit das angestrebte Niveau zu einer bestimmten Zeit erreicht ist. Im Anschluss wird das gesamte Stufenmodell kalibriert. Die gemittelten Beschleunigungsniveaus aus Abbildung 4.42 geben eine Orientierung, auf welchem Kraftniveau das Stufenmodell bei gegebener Masse vorausgelegt wird.

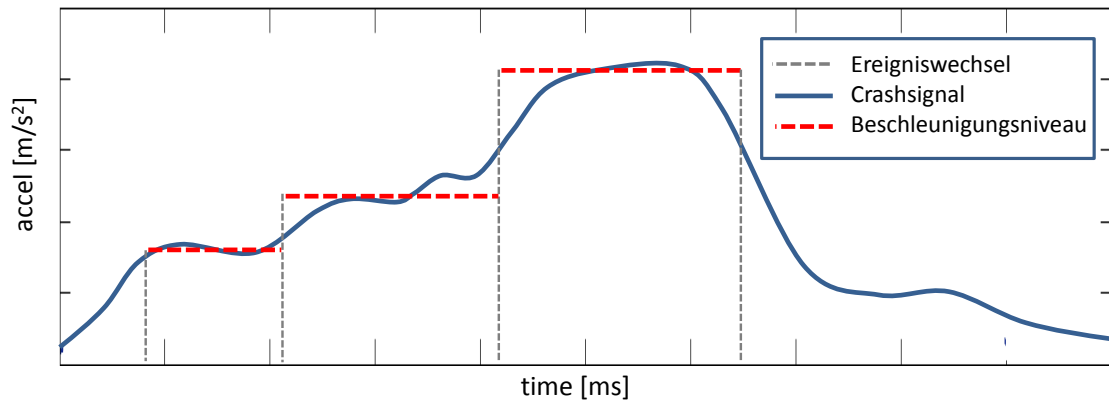


Abbildung 4.42: Festlegung der Beschleunigungsniveaus

Die Vorauswahl der zugehörigen Deformationswege erfolgt zu diesem Zeitpunkt ebenfalls noch rein empirisch. Kenntnisse über Bauteilgrößen und deren maximale Verformung helfen bei der Vorauslegung. Die feinere Einstellung der Kraft-Weg-Kennlinien erfolgt im Anschluss durch Iteration der Parameter. Dies erfordert in der Regel ein wenig Zeit. Der erfolgreichen Kalibrierung schließt sich die Validierung durch weitere Datensätze (27 km/h Full Frontal, AZT 0°) an. Werden hier deutliche Signalabweichungen im Beschleunigungsniveau oder Timing festgestellt, müssen die Parameter erneut überarbeitet werden. Kapitel 6 behandelt zur schnelleren Adaption des Modells eine Systematisierung und Automatisierung dieses Verfahrens.

4.3.3 Zwischenstand/ Erste Ergebnisse

Die vom Gesetzgeber und Verbraucherschutz festgelegten Crashtestverfahren geben Auskunft über die Signalverläufe in typischen Standardcrashsituationen. Weitestgehend unbekannt sind jedoch die Übergänge der Signale in den jeweils anderen Crashtyp. Die Kenntnis darüber könnte jedoch Aufschluss über den Einfluss der einzelnen Parameter auf das Signal geben und die Auslegung passiver Sicherheitssysteme erleichtern, deren Aktivierung von der Zuverlässigkeit der Auslösealgorithmen abhängig ist.

Der derzeitige Modellstatus erlaubt eine stufenlose Variation der Geschwindigkeiten bis 65 km/h, eine Einstellung des Barrierenwinkels bis 45° sowie eine Änderung des

Barrierenoffsets in 20% Schritten. Dies ermöglicht eine Abbildung von Crashszenarien, die nicht zu dem Standardportfolio der Crashberechnungen gehören. Um erste „Interpolationsaufgaben“ dieser Art vorzustellen, wurde ein Signal-Diagramm erstellt (Abbildung 4.43). Vorhandene FEM-Crashdaten eines Referenzfahrzeuges dienten als Stützstellen zur Parameteranpassung des Modells (rot gerahmt).

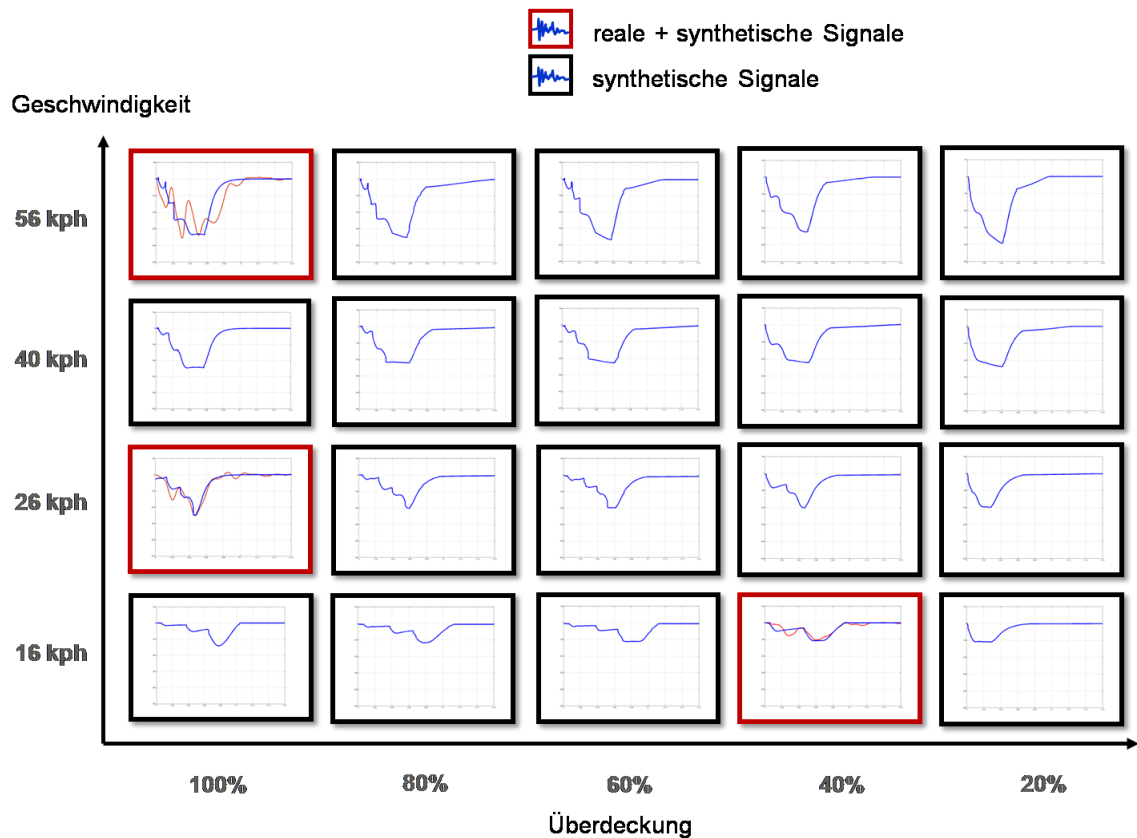


Abbildung 4.43: Crashszenarien-Matrix

Anhand der Abbildung lässt sich die Veränderung des Beschleunigungssignals bei Variation der Geschwindigkeit und des Overlaps beobachten. So ist erstmalig eine Mehrdimensionale Betrachtung der Signalübertragung einer Vorderwagenstruktur möglich. Diese Prinzipuntersuchungen lassen sich innerhalb kürzester Zeit durchführen - darin liegt auch der enorme Vorteil des Modells. Während die Crashberechnung eines Gesamtfahrzeugs mit der Finite-Elemente Methode, trotz der Verwendung eines Rechenclusters mit 40 Prozessoren (CPUs), bis zu 28 Stunden Rechenzeit in Anspruch nehmen kann, benötigt das MK-Modell unter Verwendung eines einzigen Prozessors maximal 5 Minuten.

	USNCAP-Frontal	EURONCAP-Frontal	AZT
FEM (40 CPUs)	~ 20 h	~ 28 h	~ 24 h
MK-Modell (1 CPU)	~ 2,5 min	~ 5 min	~ 4,5 min

Für den Gewinn an Rechenzeit muss allerdings eine Simplifizierung des Signals in Kauf genommen werden (Abbildung 4.44). Die erkennbaren Signalabweichungen resultieren zum einen aus dem derzeit verwendeten Stufenmodell, das den Kraft-Weg-Verlauf des Lastpfads in stark vereinfachter Form abbildet. Zum anderen liegt deren Ursache in bisher nicht modellierten Fahrzeugkomponenten, die im Verdacht stehen, bei einer Kollision mit hoher Geschwindigkeit starke Schwingungen zu erzeugen.

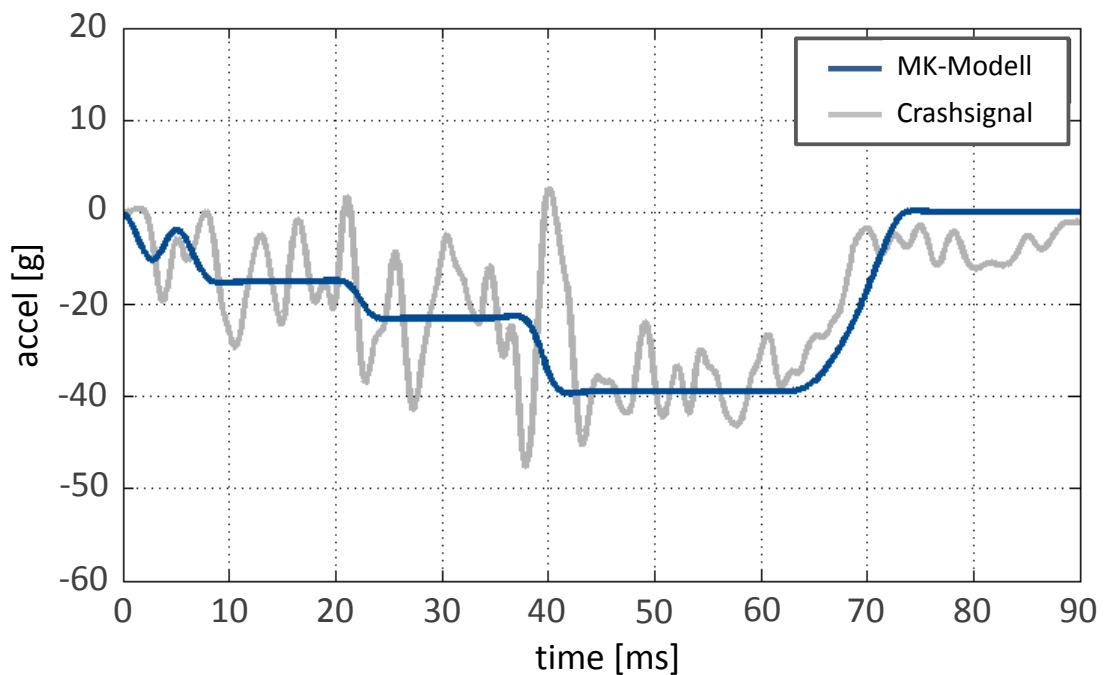


Abbildung 4.44: Vergleich MK-Modell mit Referenzsignal (56 km/h Full Frontal)

Die weiteren Modellgrenzen lassen sich am besten im direkten Vergleich mit dem Referenzsignal darstellen (Abbildung 4.44). Zwar liegt das synthetische Signal des MK-Modells auf einem ähnlichen mittleren Beschleunigungsniveau, jedoch wirkt es im Vergleich zum Referenzsignal stark tiefpassgefiltert. Die Abbildung der Schwingungen kann das Modell zu diesem Zeitpunkt noch nicht leisten. Die möglichen Maßnahmen zur Modellgütererweiterung werden in Kapitel 5 behandelt.

5 Modifikation des Grundverhaltens (Schwingungen, Kraftniveaus)

Der Modellabgleich mit dem Referenzsignal wirft Fragen über die Ursachen der beobachteten Schwingungen und deren Reproduzierbarkeit auf. Sind diese charakteristisch für die kollabierenden Frontstrukturelemente im jeweiligen Lastfall, so ist prinzipiell eine Synthetisierung des Signals möglich. Handelt es sich jedoch um Effekte, die aus willkürlich kollabierenden Vorderwagenelementen (wie z. B. Kühler oder Lichtmaschine) resultieren, sind die beobachteten Schwingungen mit der Modellabstraktion nicht abbildbar. Daher müssen die Möglichkeiten und Grenzen im Vorfeld mittels eines Signalabgleichs geprüft werden. Die Ergebnisse der Evaluierung sind maßgeblich für das weitere Vorgehen.

Die der nachfolgenden Analyse zugrunde liegenden Crashsignale konnten aus Gründen der Vertraulichkeit nicht in ihrer Originalform veröffentlicht werden. Durch eine kombinierte Filterung (mit anschließender Superposition) konnten die realen Datensätze soweit verfremdet werden, dass sie nicht mehr auf den genauen Fahrzeugtyp zurückzuführen sind. Die Grundmerkmale der Deformation bleiben indes erhalten.

5.1 Schwingungs-Charakteristika

Zunächst wird geprüft, ob den Schwingungssignalen gewisse Charakteristika zugrunde liegen. Dazu werden mehrere Datensätze gleichen Crashtyps zusammengetragen und einander gegenübergestellt. Wesentlich dabei ist, dass die gemessenen Beschleunigungssignale aus einer symmetrischen Belastung beider Hauptlastpfade durch eine starre Barriere mit 100%iger Überdeckung erfolgen. Durch das zeitgleiche Kollabieren des jeweils selben Strukturelements, sind die Schwingungseffekte besser differenzierbar und können so leichter dem jeweiligen Crashereignis zugeordnet werden.

Bei dem folgenden Signalabgleich handelt es sich um Messungen an drei Mittelklassefahrzeugen gleichen Typs und gleicher Konfiguration in einem 56 km/h Flull Frontal Crash. Der direkte Vergleich der redundanten Datensätze zeigt in den ersten 22 ms eine relativ gute Überdeckung. Im zeitlichen Verlauf erfolgt hier die Deformation der Crashbox.

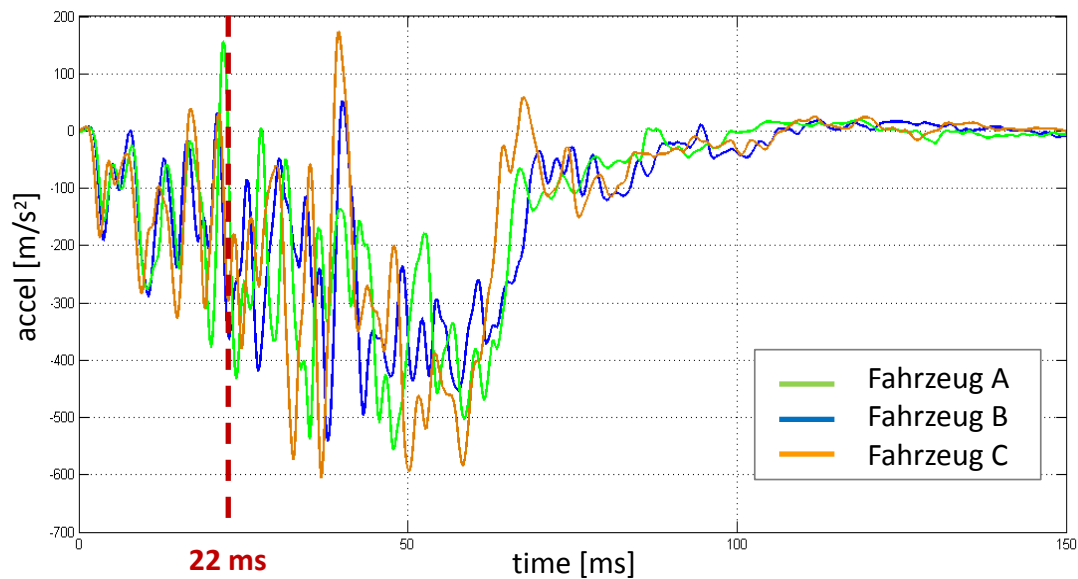


Abbildung 5.1: Crashsignale 56 km/h Full Frontal

In der Folgezeit separiert sich eines der Signale (Fahrzeug A), während die anderen Beiden bis zur 40sten Millisekunde noch ähnliche Tendenzen aufweisen. Die Gründe für diese Trennung können vielseitig sein. Denkbar sind ein unerwartet frühes Kollabieren eines Lastpfadelements oder eine Aggregat-Blockbildung im Motorraum, die zu einer unsymmetrischen Deformation beider Längsträger führen. Ab der 40sten Millisekunde ist auch im Verlauf der Beschleunigungssignale von Fahrzeug B und C keine gemeinsame Charakteristik mehr zu erkennen. Diese Phase entspricht dem Beschleunigungsniveau des hinteren Längsträgerelements. Durch seine Anbindung an mehrere Komponenten der Front-, Seiten- und Bodengruppe (Stirnwand, A-Säule, Bodenblech, Schweller) ist er besonders steif ausgelegt und ermöglicht eine hohe Energiedissipation.

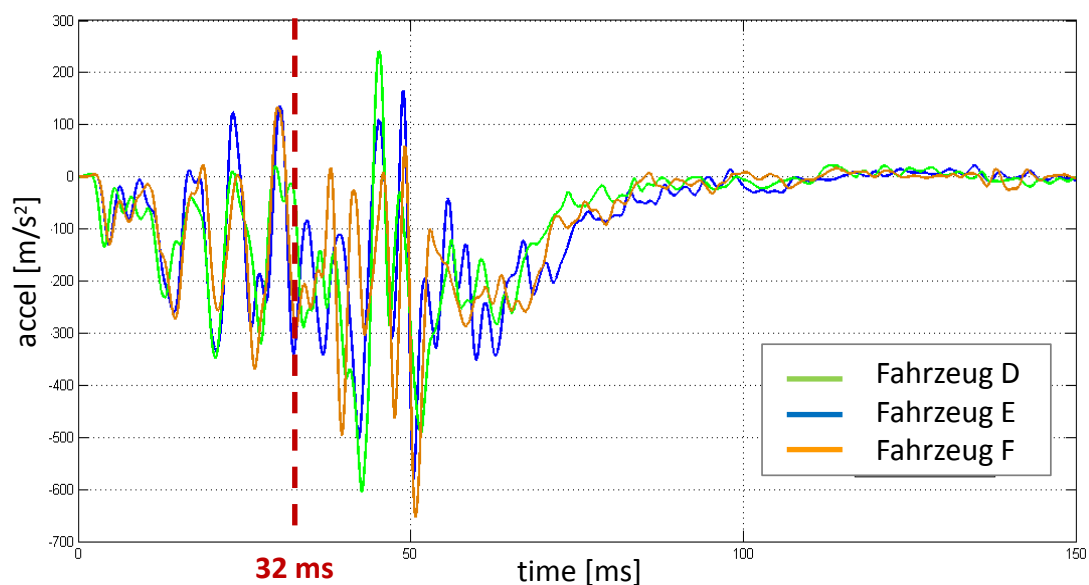


Abbildung 5.2: Crashsignale 40 km/h Full Frontal

Ein Vergleich der 40 km/h Crashdaten zeigt ebenfalls eine gute Überdeckung der Signale während der Deformation der ersten Vorderwagenelemente. Zwar ist die Amplitude nicht immer auf einheitlichem Niveau, jedoch scheinen bis zur 32sten Millisekunde die gleichen Ereignisse stattzufinden. Dies betrifft die Deformation des Querträgers, der Crashbox und des vorderen Teils des Längsträgers. Erst ab dem Übergang zur Deformation des hinteren Teils des Längsträgers ist ein Auseinanderlaufen der Signale zu erkennen. Dafür gibt es zwei mögliche Erklärungen:

Zum Einen kann durch einen Bruch des Vorderachsträgers eine entkoppelte Krafteinleitung und somit ein abweichendes Schwingungsverhalten initiiert werden. Zum Anderen – und das ist durchaus wahrscheinlicher – könnte es die Folge eines vorzeitigen Motorlagerabrisses sein, was bei einem Frontalcrash leicht zu einem verfrühten Ablösen des gesamten Motors von seiner Aufhängung führen kann. Die Folge wäre eine veränderte Kraftübertragung und damit ein veränderter Deformationsverlauf der Vorderwagenstruktur und seiner Aggregate. Die Zusammenführung der Signale zwischen der 45sten und 52sten Millisekunde deutet auf ein weiteres Ereignis hin, das den Verlauf der Deformation dominiert und ereignisübergreifend eine definierte Schwingung auslöst. Hierbei könnte es sich um einen Effekt der Stirnwand handeln, die durch ihre robuste Auslegung zum Zweck des Insassenschutzes ein Eindringen der Vorderwagenelemente verhindert. Die ab diesem Zeitpunkt geringen Signalunterschiede liegen innerhalb der Streuung. Die Analyse der Signalabweichung stützt sich auf Beobachtungen ähnlicher Fahrzeugklassen im Frontalcrash. Eine genaue Ursache für die in Abbildung 5.2 erkennbare Signalabweichung ab der 32sten Millisekunde ist jedoch ohne Videomaterial nicht zu ermitteln. Da die Auslöseentscheidung für die Rückhaltesysteme aber zeitlich weit davor liegt, ist die exakte Ursache für diese Arbeit nicht von Relevanz.

Bei dem folgenden Signaldatensatz handelt es sich um Aufnahmen aus einem 27 km/h Full Frontal Lastfall. Bei dieser relativ geringen Geschwindigkeit läuft die Deformation des Vorderwagens etwas langsamer ab und wirkt auch nicht auf den gesamten Lastpfad. Welche Elemente in den Energieabbau involviert sind, zeigt die Analyse von Abbildung 5.3.

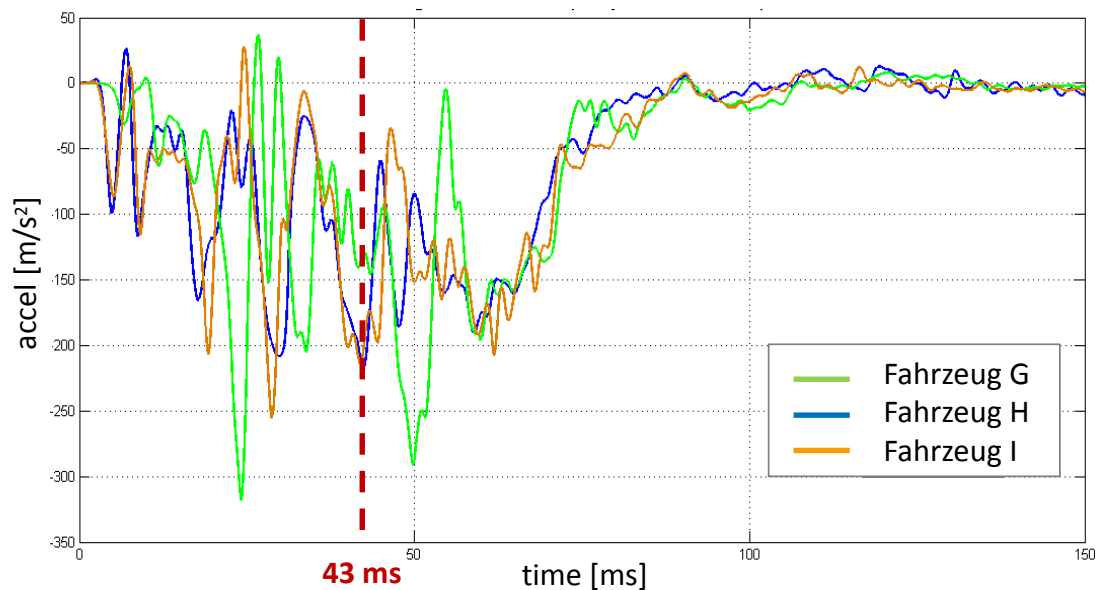


Abbildung 5.3: Crashsignale 27 km/h Full Frontal

Auffällig an den vorliegenden Messwerten ist der scheinbar diffuse Verlauf der grünen Beschleunigungskurve (Fahrzeug G). Die naheliegende Vermutung, es könnte sich hierbei um einen falsch zugeordneten Datensatz handeln, hat sich bei näherer Betrachtung des Geschwindigkeitsabbaus (dv/t) nicht bestätigt. Der veränderte Deformationsverlauf muss somit andere Ursachen haben. Ein Indikator ist die bereits früh eintretende Signalabweichung, die auf eine veränderte Deformation des ersten Lastpfadelementes hindeutet. Eine solche Abweichung kann z. B. durch den Verbau eines weicheren Stoßfängersystems initiiert werden, wie es zur Erfüllung der Fußgängerschutz-Bestimmungen auf dem europäischen Markt erforderlich ist. In dem Fall ist dem Querträger ein Schaumstoff vorgelagert, der zu einer zeitlich verzögerten Deformation der weiteren Deformationselemente führt – ähnlich den ersten 20 ms der Kurve G in Abbildung 5.3. Im weiteren Kurvenverlauf sollten sich allerdings ähnliche Signalcharakteristiken einstellen, wie sie in den Vergleichsmessungen H und I zu sehen sind. Dies ist jedoch auch im späteren Signalverlauf nicht zu erkennen und entkräftet somit die Annahme, dass es sich hierbei um zwei verschiedene Stoßfängertypen handeln könnte.

Eine weitere Ursache könnte ein Versagen des Stoßfängersystems sein. Eine fehlerhafte Anbindung des Querträgers führt in der Regel zu einem Ausreißen der Verbindung zu den nachgeschalteten Lastpfadelementen, wodurch die eingeleiteten Kräfte weder symmetrisch noch axial auf beide Lastpfade übertragen werden können. Das bedeutet, dass die energieabsorbierenden Strukturelemente nicht mehr ihr volles Potential freisetzen können. Zudem ist der Deformationsverlauf des Vorderwagens ohne den Einsatz komplexer Rechenprogramme nicht mehr vorhersehbar. Die exakte Ursache lässt sich somit ohne weitere Dokumentationen des Crashverlaufs nicht rekonstruieren. Da

eine Auswertung der Signale unter Miteinbeziehung des fraglichen Datensatzes nicht möglich ist, wird dieser nicht weiter berücksichtigt. Die verbleibenden beiden Signale zeigen wiederum bis zur 43sten Millisekunde einen relativ analogen Verlauf. Die Deformation des Vorderwagens geht bei der geringen Geschwindigkeit nicht über den vorderen Teil des Längsträgers hinaus.

Neben der Crashgeschwindigkeit und der Barrierenart hängt die Bewertungszeit (spätester Auslösezeitpunkt) im Wesentlichen auch von fahrzeugspezifischen Faktoren, wie dem Kraft-Weg-Verlauf der Frontstruktur und dem zur Verfügung stehenden Raum zwischen dem Kopf des Insassen und dem Arbeitsraum des Airbags, ab. Als groben Richtwert kann man für einen Mittelklassewagen in den standardisierten Crashszenarien Folgendes annehmen:

Lastfall	Beschreibung	Spätester Auslösezeitpunkt
USNCAP-Frontal	starre Barriere, 56 km/h	~ 25 [ms]
EURONCAP-Frontal	OD-Barriere, 64 km/h	~ 30 [ms]
AZT	Starre Barriere, 16 km/h	kein Auslösen

Fazit: Die Ähnlichkeiten der Signale bei der Deformation der ersten Vorderwagenelemente lassen darauf schließen, dass es sich um charakteristische, elementspezifische Schwingungen handelt. Dies betrifft den Querträger, die Crashbox und den vorderen Teil des Längsträgers. Auf dieser Grundlage können nun weitere Untersuchungen erfolgen, die zu einer Identifikation der elementabhängigen Frequenzen führen sollen. Werden zudem noch Gesetzmäßigkeiten zwischen den oben aufgeführten Crashszenarien und den zugehörigen Schwingungen ermittelt, kann eine lastfall- und geschwindigkeitsgetriebene Modellerweiterung erfolgen.

5.2 Konzept

Das Konzept zur Modellerweiterung leitet sich aus der Beobachtung der Modellfähigkeiten und Modellgrenzen ab (Abschnitt 4.3.3). Auf der „Habenseite“ steht die gute Abbildung der Crashsignale bis zu einer Frequenz von 30 Hz (Abbildung 5.4). Dieser tieffrequente Bereich beschreibt das grundlegende Beschleunigungsniveau im Crashsignal und bietet daher eine gute Basis für die weitere Modifikation.

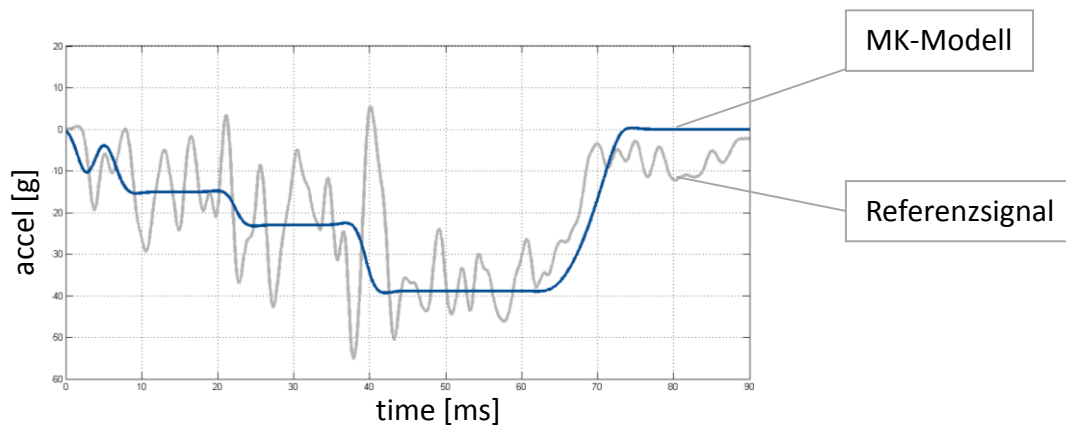


Abbildung 5.4: Gegenüberstellung MK-Modell und reales Signal

Die fehlenden Schwingungen, die das reale Signal charakterisieren, sollen nun durch ein zweites, heuristisches Modell generiert werden. Alternativ kann die Modifikation des Grundverhaltens auch durch die physikalische Modellierung eines dritten Lastpfades erfolgen, jedoch hat dieser Ansatz den Nachteil einer deutlich längeren Rechenzeit. Im Hinblick auf die Auslegung des Programms auf mögliche spätere Pre-Crash Simulationen, ist dieser Ansatz nicht zielführend und wird deshalb nicht weiter verfolgt, zumal die physikalischen Ursachen zu diesem Zeitpunkt noch unbekannt sind. Es gilt also, ein Schwingungsmodell zu generieren, welches das Differenzsignal beider Graphen in guter Näherung abbildet. Als Beispiel dient das aus den oben vorgestellten Signalen gewonnene Differenzsignal (Abbildung 5.5).

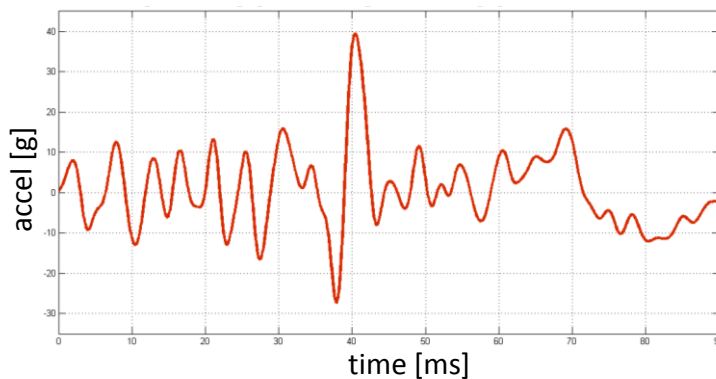


Abbildung 5.5: Differenzsignal

Für die Synthetisierung des Differenzsignals müssen die charakteristischen Frequenzen und Amplituden aus dem Gesamtsignal ermittelt werden. Dazu werden diese zunächst separiert und ihren jeweiligen Strukturelementen zugeordnet (Abbildung 5.6). Im Anschluss folgt eine Daten- und Frequenzanalyse in der die Signalabschnitte – nach vorangegangener Aufbereitung – per Fourier-Transformation vom Zeit- in den Frequenzbereich überführt werden. Nur signifikante Frequenzen, die sich in allen

Datensätzen mit gleicher Geschwindigkeit wiederfinden, fließen in die Gesamtbetrachtung mit ein. Nach diesen Kriterien werden die Ergebnisse selektiert.

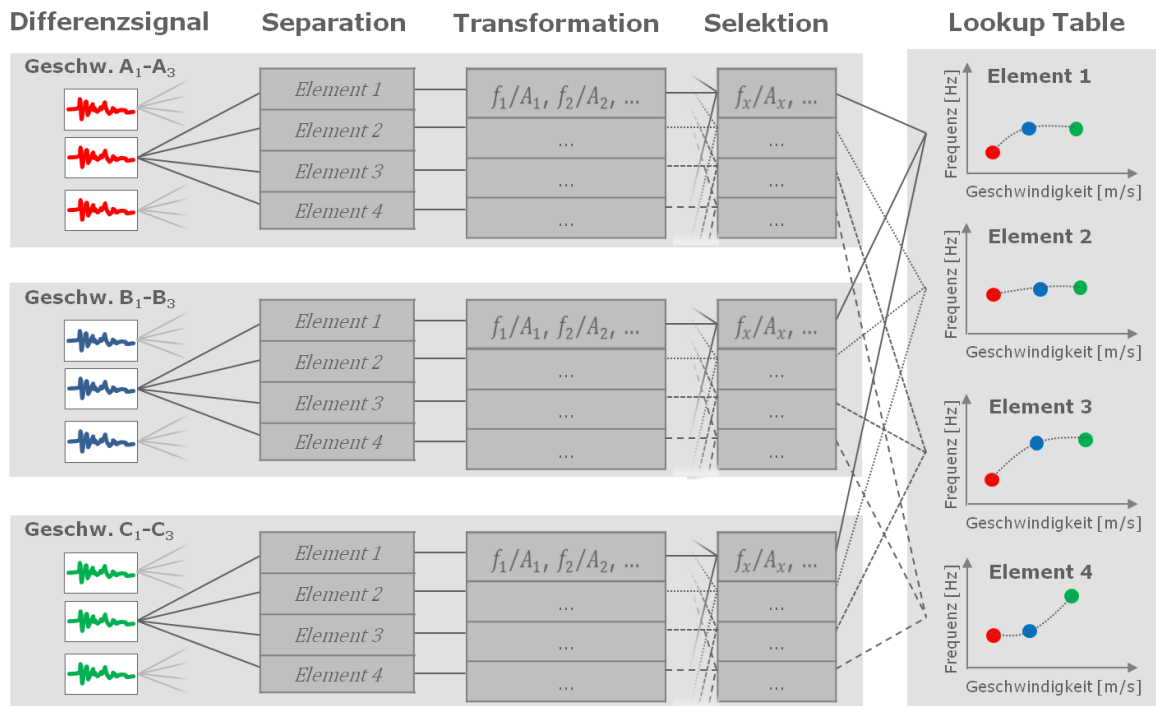


Abbildung 5.6: Konzeptstruktur

Elementar für die Modellierung ist auch eine weitreichende Gültigkeit des Modells. Damit diese sich nicht nur auf einen Lastfall oder eine Geschwindigkeit beschränkt, müssen Charakteristika der Frequenzen und Amplituden der Referenzschwingung bestimmt werden, die sowohl mit dem deformierten Strukturelement (Querträger, Crashbox etc.) als auch mit der jeweiligen Geschwindigkeit in Zusammenhang gebracht werden können. Aus dieser Korrelation soll für jedes Strukturelement ein „Lookup Table“ erstellt werden, aus dem sich geschwindigkeitsabhängig die zugehörige Frequenz und Amplitude auslesen lassen. Der Ereigniswechsel im Signal des Mehrkörpermodells leitet den Übergang in die nächste Schwingung ein.

5.3 Daten und Frequenzanalyse

Mit Hilfe der Frequenzanalyse werden aus einem realen Crashsignal die typischen Schwingungen der einzelnen Strukturelemente erfasst. Dieses Referenzsignal muss die Deformations-Charakteristika möglichst vieler Strukturelemente enthalten und zudem aus der symmetrischen Belastung beider Hauptlastpfade mit einer harten Barriere erfolgen. Damit lassen sich eindeutige Rückschlüsse vom Gesamtsignal auf die einzelnen

Strukturelemente ziehen und folglich Signalabschnitte bestimmten Strukturdeformationen zuordnen.

5.3.1 Separation des Differenzsignals

Um den zu simulierenden Schwingungsverlauf zu erhalten, muss nun der niederfrequente MK-Modellanteil aus dem realen (CFC-180 gefilterten) Crashsignal eliminiert werden. Bei einem gut korrelierten MK-Modell führt dies, wie Abbildung 5.7 zeigt, zu einem nahezu harmonisch schwingenden Differenzsignal.

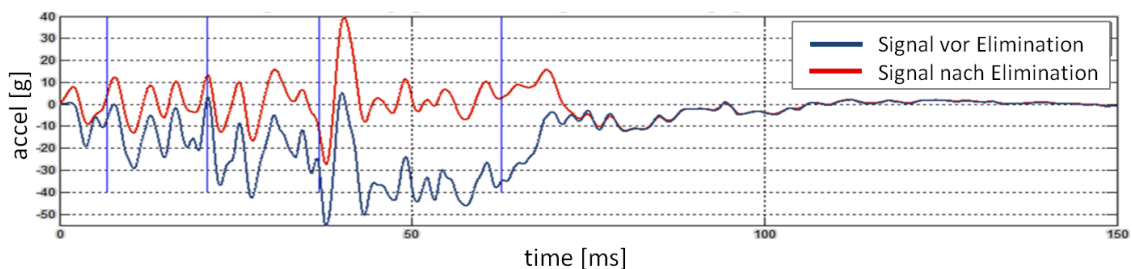


Abbildung 5.7: Reales Crashsignal (<180 Hz) vor und nach Elimination des Niederfrequenten Modellsignals

Dieses Differenzsignal enthält die durch die Deformation des Vorderwagens ausgelösten Schwingungen. Diese Schwingungen müssen nun ihren Strukturelementen zugeordnet und anschließend auf ihre charakteristischen Frequenzen untersucht werden. Zur Separation des Differenzsignals ist jedoch der Zeitpunkt des Übergangs in das nächste Deformationsereignis erforderlich. Diese Information wird von der ersten Programmphase bereitgestellt. Dabei handelt es sich um den Wechsel in das nächsthöhere Beschleunigungsniveau des Stufenmodells (Abbildung 5.8).

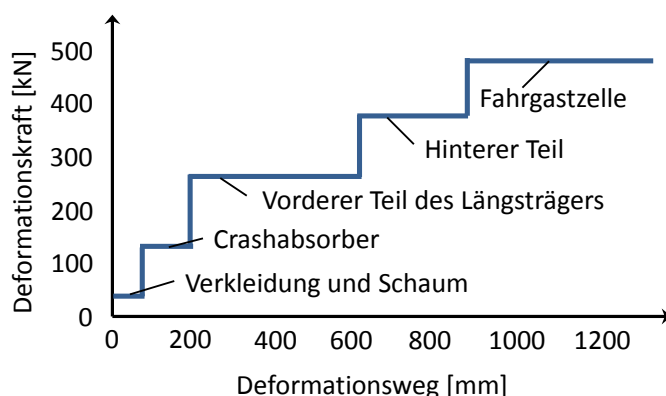


Abbildung 5.8: Deformationsverlauf der Hauptlastpfade

Da sich der zeitliche Wechsel nicht direkt aus dem Kraft-Weg-Diagramm auslesen lässt, muss dies dem Ausgangssignal (Beschleunigung/Zeit) des Mehrkörpermodells

entnommen werden. In diesem Beschleunigungs-Zeit-Signal sind die Übergänge in die nächste Stufe jedoch nicht mehr so klar definiert wie im Kraft-Weg-Diagramm, sondern verschwimmen sehr stark. Als Indiz für den zeitlichen Übergang dient daher der Wendepunkt zwischen den Beschleunigungsplateaus (Abbildung 5.9).

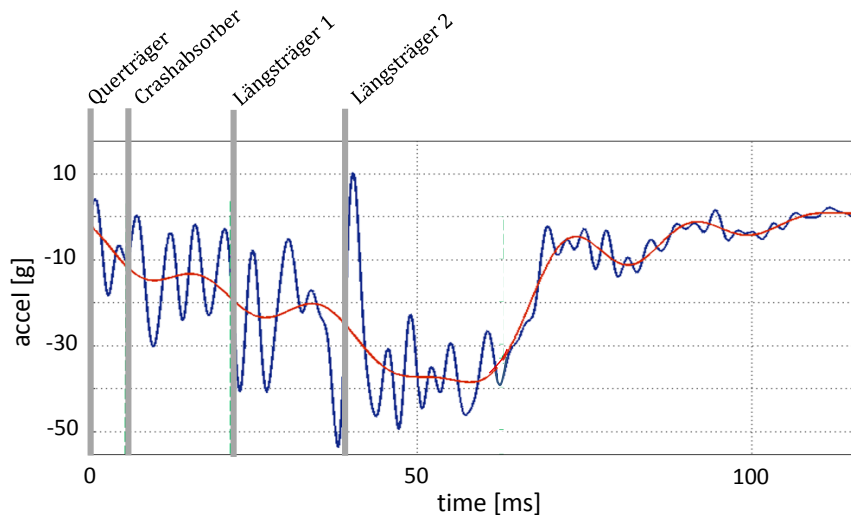


Abbildung 5.9: Deformationsphasen der Strukturelemente

Aufgrund dieser Separationsvorgabe werden nun alle verfügbaren Datensätze getrennt und ihren Strukturelementen zugeordnet. Die Identifikation charakteristischer Frequenzen bzw. geschwindigkeitsabhängiger Änderungen kann erst nach einer Übertragung der Signalabschnitte in den Frequenzbereich erfolgen.

5.3.2 Fourier-Transformation und Hanning Fenster

Die Fourier-Transformation ist ein fundamentales Werkzeug in der Signalverarbeitung. Mit diesem Verfahren kann man Signale $y(t)$ in einzelne Sinus- / Kosinus-Funktionen zerlegen (Fourier-Reihe) und in den Frequenzbereich übertragen. So erhält man neben den reinen Messwertinformationen (Zeitpunkt, Abtastwert), auch Angaben über die im Signal vertretenen Frequenzen, Amplituden und Phasen. Die Ergebnisse lassen sich in einem komplexen Linienspektrum grafisch darstellen. Die Amplituden c_n geben dabei an, wie stark eine Frequenz $f_n = n f$ bzw. ein Summand der Fourier-Reihe im Signal vertreten ist.

$$y(t) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} c_n \exp(2\pi i n f t); \quad n = 0, \pm 1, \pm 2, \pm 3, \dots \quad (5-1)$$

Bei den Amplituden handelt es sich um komplexe Zahlen, die sich aus einem Betrag A_n und der Phase φ_n zusammensetzen [44].

$$c_n = A_n \exp(2\pi i n f t) \quad (5-2)$$

Handelt es sich bei der Funktion $y(t)$ um ein periodisches Signal, lassen sich die Amplituden c_n der Frequenzen f_n mit Hilfe der Fourier-Transformation berechnen.

$$c_n = \frac{1}{T} \int_0^T y(t) \exp(-2\pi i n f t) dt \quad (5-3)$$

MATLAB hält für die Berechnung dieses Integrals mit seinen komplexen Komponenten einen Algorithmus bereit. Es ist das Verfahren der schnellen Fourier-Transformation (Fast Fourier Transform – FFT). Bedingung für die Anwendung der FFT ist eine Messpunkt-Anzahl (Samples) in Höhe einer Zweierpotenz (z. B. 512, 1024 oder 4096). Zudem müssen äquidistante Zeitschritte vorliegen.

Als Beispiel für dieses Verfahren wird eine sinusförmige Welle (Abbildung 5.10) mit einer Frequenz von 3 Hz und 1024 Samples (das ist eine übliche Größe für FFT) fourier-transformiert.

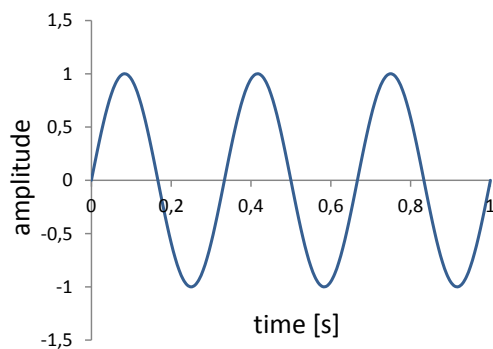


Abbildung 5.10: Beispielfrequenz

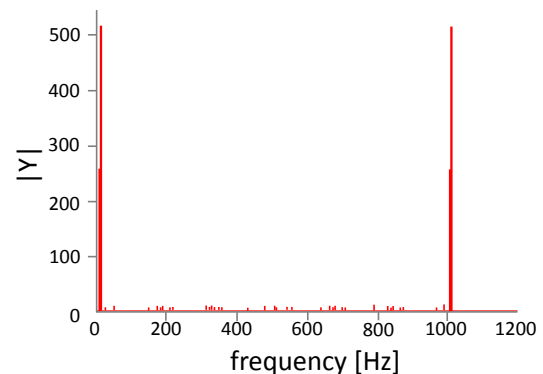


Abbildung 5.11: Ergebnis des FFT-Verfahrens

In dem Frequenzspektrum der Transformation (Abbildung 5.11) sind zwei Peaks sichtbar, obwohl das Signal nur aus einer Welle, also einer Frequenz, besteht. Der erste Peak liegt, wie erwartet, bei einer Frequenz von 3 Hz. Der Zweite ist eine Spiegelung und tritt am oberen Ende des Spektrums bei 1024 Hz auf. Die Gründe dieses Phänomens werden unter anderem in der Arbeit von Mertins [45] beschrieben und müssen bei der späteren Auswertung der Schwingungssignale berücksichtigt werden. Hinzu kommt noch eine spezielle Problematik bei der Fourier-Transformation von Signalabschnitten.

Als Beispiel wird eine Sinusfunktion mit einer Frequenz von 3,54 Hz betrachtet (Abbildung 5.12).

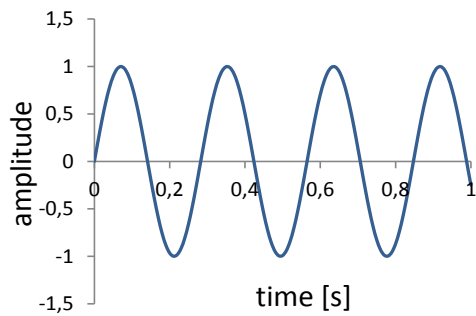


Abbildung 5.12: Sinusfunktion

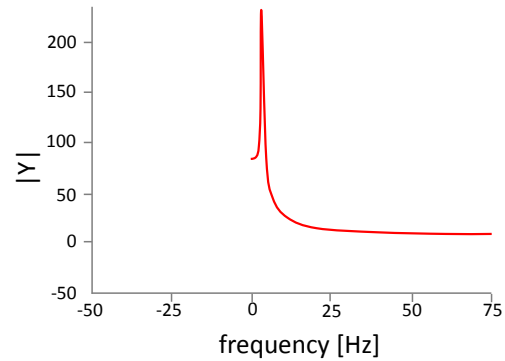


Abbildung 5.13: Ausschnitt des Frequenzspektrums

Diese Funktion wird transformiert und als Frequenzspektrum (Abbildung 5.13) ausgegeben. Eine genauere Betrachtung des Peaks zeigt, dass dieser im unteren Bereich recht weit auseinander läuft, sozusagen verschmiert. Es werden also hohe Frequenzen abgebildet, die in der eigentlichen Funktion gar nicht enthalten sind. Dieses Phänomen nennt sich „Leakage Effect“ und ist bedingt durch den FFT-Algorithmus, der dem Signal ein periodisches Fortsetzen des zu transformierenden Zeitsignals unterstellt.

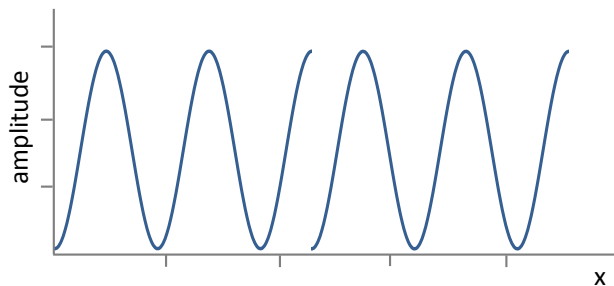


Abbildung 5.14: Sprung in der periodischen Fortsetzung

Sobald die Frequenz ein nicht ganzzahliges Vielfaches der Originalfrequenz ist, kommt es zu einem Sprung. Je abrupter der Übergang ist, desto höhere Frequenzen zeigen sich in der periodischen Fortsetzung und später auch im Spektrum der Fourier-Transformation. Dieser unerwünschte Effekt lässt sich allerdings abmildern.

Die Fensterfunktion

Schneidet man aus einem Signal ein Teilstück heraus, kommt es mit hoher Wahrscheinlichkeit zu einem Sprung zwischen dem ersten und den letzten Sample. Um diese Unstetigkeit zu vermeiden, wird durch die Multiplikation mit einer Fensterfunktion die Periodizität des Signals für die darauffolgende Transformation gewährleistet. In der Praxis heißt dies, dass es zu einem Ein- und Ausblenden des Signals kommt (Abbildung 5.15).

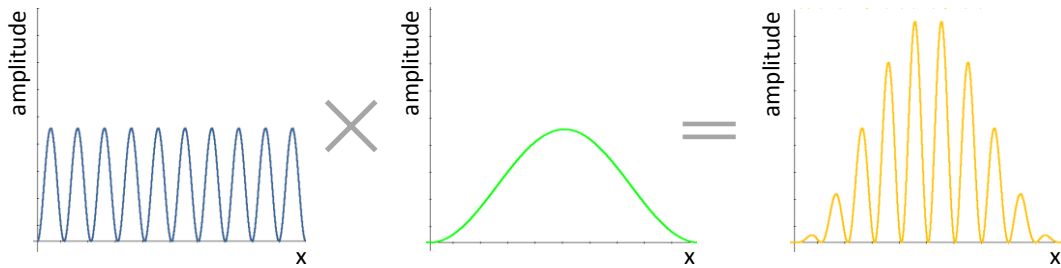


Abbildung 5.15: Fensterung eines Signals

Diese Vorgehensweise ist unter dem Begriff „Fensterung“ bekannt und kann mit Hilfe unterschiedlicher Funktionen erfolgen. Abbildung 5.16 zeigt einige der bekanntesten Fenster-Funktionen.

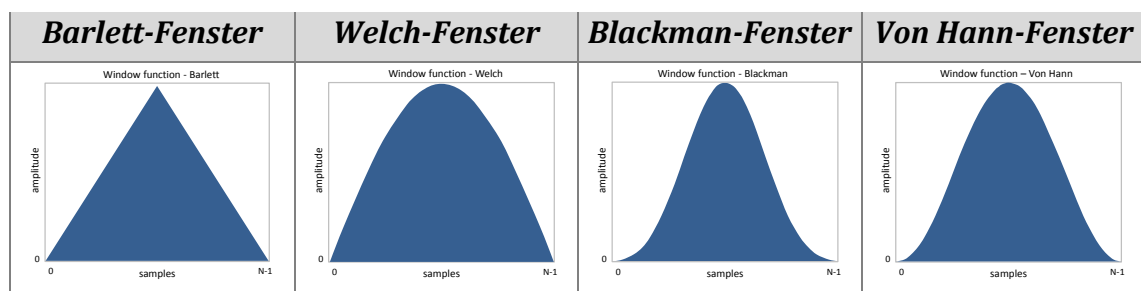


Abbildung 5.16: Fenster-Funktionen

Die Auswahl eines geeigneten Fensters erfolgt nach gewissen Bewertungskriterien, die je nach Bedarf gewichtet werden. Dazu gehören die Breite des Hauptmaximums, die Amplitude des Nebenmaximums, der Leakage-Faktor und der maximale Abtastfehler [46]. Da es sich bei der späteren Frequenzanalyse um unbekannte Signalabschnitte handelt, gilt es, ein möglichst universell einsetzbares Fenster zu wählen. Das *Hann-Fenster*, auch bekannt als *Hanning-Fenster* oder *Raised-Cosinus-Fenster*, bietet einen guten Kompromiss zwischen Maximum-Breite, Nebenmaxima-Unterdrückung und Abtastfehler und wird deshalb für die folgenden Fensterungen eingesetzt. Durch das weiche Ein- und Ausblenden lassen sich die Signale problemlos aneinander fügen, ohne dass es zu Sprüngen kommt. In der Folge zeigt der Peak im Linienspektrum der Fourier-Transformation in Abbildung 5.17 einen deutlich schmalen Fuß.

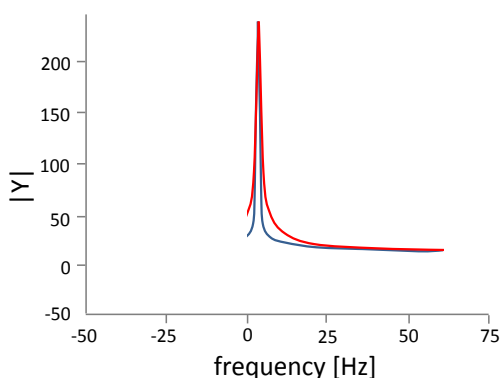


Abbildung 5.17: Linienspektrum des gefensterten Sinussignals

Zwar lässt sich der Rand-Effekt nicht völlig vermeiden, jedoch kann ihn eine Fenster-Funktion merklich unterdrücken.

Transformation des Differenzsignals

Im Anschluss an die Separation werden die isolierten Signale mittels der Fourier-Transformation mit vorgeschalteter Hann-Fensterung in den Frequenzbereich überführt. Abbildung 5.18 zeigt das Ergebnis solch einer Transformation exemplarisch an den ersten Millisekunden eines 56 km/h Full Frontal Crashsignals. Da das Phasenspektrum zunächst nicht von Interesse ist, werden im Folgenden nur das Frequenz- und Amplitudenspektrum aufgeführt.

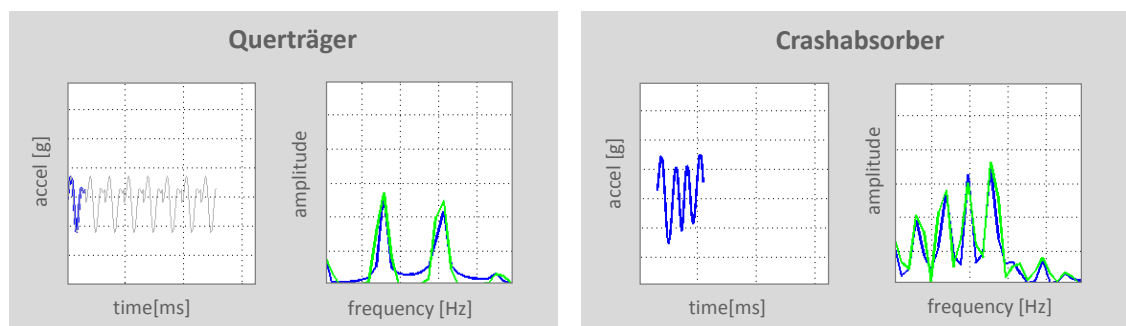


Abbildung 5.18: Ermittlung der stufenabhängigen Frequenzen

Das Linienspektrum zeigt, wie stark bestimmte Frequenzen in dem jeweiligen Signalabschnitt vertreten sind. Um die tatsächlichen Charakteristika zu ermitteln, müssen die errechneten Frequenzen mit den Ergebnissen der Analyse weiterer Datensätze abgeglichen werden. Dies muss für alle verfügbaren Geschwindigkeiten wiederholt werden. Bei den verwendeten Daten handelt es sich um die in Kapitel 5.1 vorgestellten Beschleunigungssignale des Referenzfahrzeuges. Zur Fourier-Transformation liegen somit jeweils drei Beschleunigungssignale eines 56, 40 und 27 km/h Full Frontal Crashes vor.

5.4 Generierung des Lookup Tables

Im Anschluss an die Daten- und Frequenzanalyse erfolgt eine manuelle Filterung der Ergebnisse. Nur signifikante Frequenzen, die sich in allen Datensätzen mit gleicher Geschwindigkeit wiederfinden, fließen in die Gesamtbetrachtung mit ein. Auf dieser Grundlage soll für jedes Strukturelement ein Lookup Table erstellt werden, welches für jede Eintrittsgeschwindigkeit die zugehörigen Frequenzen liefert. Die Voraussetzung dafür ist, eine erkennbare Gesetzmäßigkeit in der geschwindigkeitsabhängigen Frequenzänderung zu finden. Tabelle 4 zeigt exemplarisch einen Auszug aus dem Datensatzvergleich des vorderen Längsträgers.

Tabelle 4: Auszug aus dem Frequenzvergleich des Signalabschnitts der vorderen LT-Deformation

LT1	56 km/h		40 km/h		27 km/h	
	Freq.	Ampl.	Freq.	Ampl.	Freq.	Ampl.
DATENSATZ 1	103	7,56	225	12,75	190,5	2,54
	205	12	303	6,65	239	1,81
	260	5,5	78	3,8	49	1,68
	54	4,6	156	1,65	142	1,6
DATENSATZ 2	205	15	156	8,13	96	2,73
	360	11,7	303	7,27	142	2,17
	312	8,8			190,5	2,15
	100	8,6			49	1,42
DATENSATZ 3	205	14	156	13,8		
	102	10,1	303	8,1		
	156	9,3	235	6,8		
	259	9	381	5,8		
			78	4,75		

Es werden ausschließlich die Frequenzen eingetragen, die die stärkste Gewichtung, also die größten Amplituden aufweisen. Anschließend werden die Frequenzen selektiert, die in allen Datensätzen gleicher Geschwindigkeit wiederholt auftreten. Um das Lookup Table zu erstellen, ist zudem die Kenntnis der Geschwindigkeiten zu Beginn des Deformationsereignisses erforderlich. Da der Zeitpunkt des Eintritts in die Längsträgerdeformation bekannt ist, kann die Ermittlung entweder durch Integration des Datensatzes oder aus

dem Signalausgang des Mehrkörpermodells erfolgen. In diesem Fall stellt das Mehrkörpermodell die benötigten Werte bereit (Tabelle 5).

Tabelle 5: Frequenz-Geschwindigkeitstabelle LT1

LT1:				
v_0 [km/h]	t [ms]	v_{b1} [m/s]	Freq. [Hz]	Freq. [Hz]
56	20,0	13,2	205,0	101,7
40	27,9	8,2	156,0	78,0
27	44,0	3,6	142,0	49,0

Bei der Übertragung der Datenpunkte in ein Frequenz-Geschwindigkeits-Diagramm fällt sofort der annähernd lineare Anstieg der Frequenzen auf (Abbildung 5.21). Die Frequenzauswertungen der anderen Strukturelemente zeigen ein ähnliches Resultat (Abbildung 5.19 und Abbildung 5.20). Dies lässt auf einen nahezu linearen Zusammenhang zwischen der Geschwindigkeit des jeweiligen Strukturelements zu Deformationsbeginn und der Schwingungsfrequenz schließen.

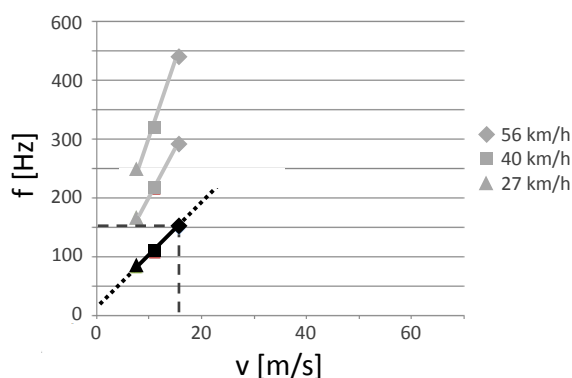


Abbildung 5.19: gewählte Querträgerfrequenz

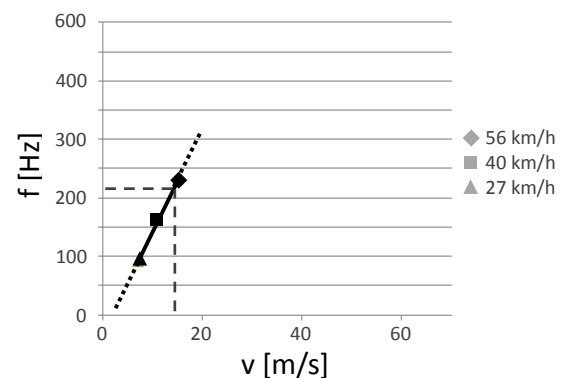


Abbildung 5.20: Crashabsorberfrequenz

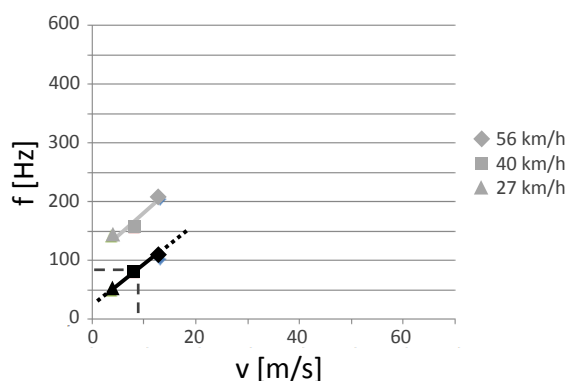


Abbildung 5.21: gewählte Längsträgerfrequenz LT1

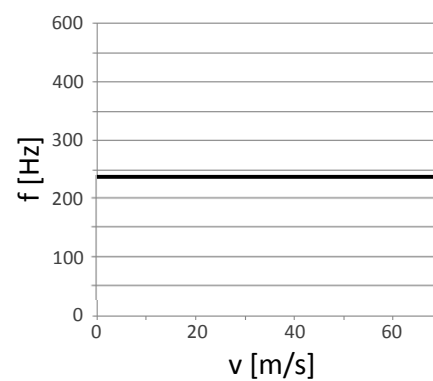


Abbildung 5.22: gesetzte Längsträgerfrequenz LT2

Mittels einer Ausgleichsgeraden wird nun jedem Strukturelement eine lineare Funktion zugeordnet, die das Frequenzverhalten geschwindigkeitsabhängig beschreibt. Dieses Lookup Table stellt für jede Deformationsgeschwindigkeit die passende Frequenz bereit.

Da für die spätere Abbildung der Schwingungen lediglich Frequenzen bis 180 Hz erforderlich sind, können die höherfrequenten Charakteristika entfallen (in den Abbildung 5.19 und Abbildung 5.21 grau gekennzeichnet). Dies führt zu einer deutlichen Vereinfachung des Modells. Für den zweiten Teil des Längsträgers wird eine gemittelte, konstante geschwindigkeitsunabhängige Frequenz gewählt, da die Analyse der Daten für dieses Fahrzeug keine eindeutige Charakteristik ergibt. Die Verwendung des Lookup Tables zur Generierung des Schwingungsmodells wird im nächsten Abschnitt beschrieben.

5.5 Erstellung des Schwingungsmodells

Die Erstellung des Schwingungsmodells erfolgt nun weitestgehend nach dem Baukasten-Prinzip. Das Mehrkörpermodell liefert die Zeitpunkte, zu denen die Ereigniswechsel eintreten und übergibt zudem die zugehörigen Geschwindigkeiten, mit denen die jeweiligen Strukturdeformationen eingeleitet werden. Abbildung 5.23 und Abbildung 5.24 zeigen exemplarisch das Ausleseverfahren dieser Parameter.

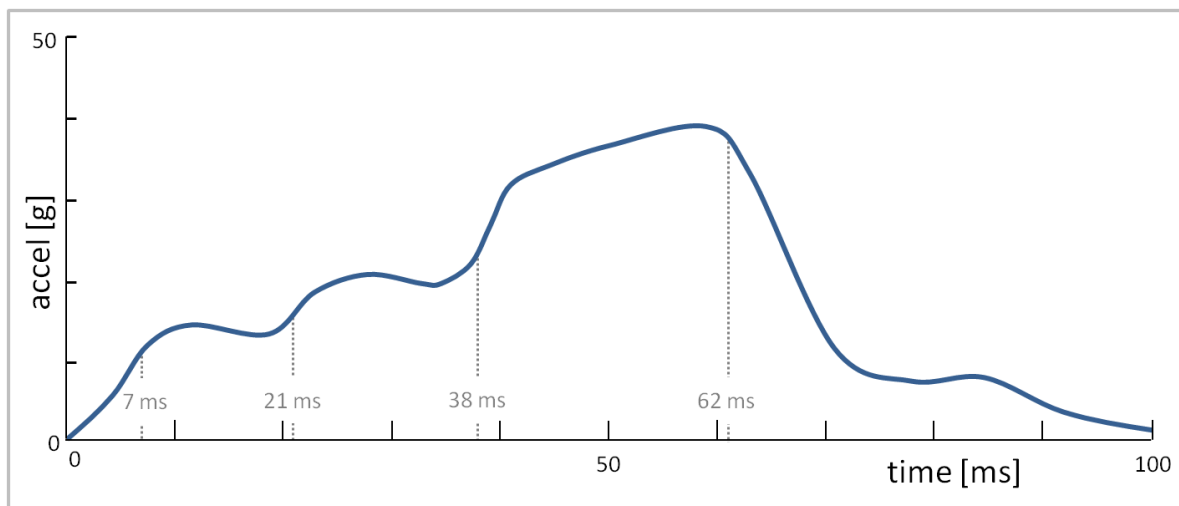


Abbildung 5.23: Beschleunigungssignal des MK-Modells

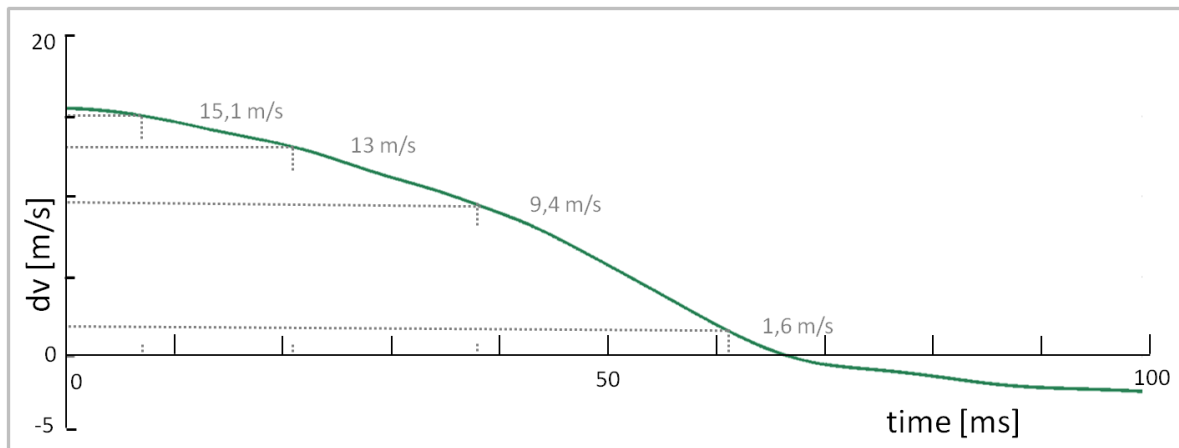


Abbildung 5.24: Geschwindigkeitsabbau des MK-Modells

Auf Basis der nun bekannten Geschwindigkeiten können aus den fahrzeugspezifischen Lookup Tables die jeweils zugehörigen Frequenzen ausgelesen werden. Im Anschluss erfolgt die Generierung des Schwingungssignals (Abbildung 5.25). Die Eintrittsgeschwindigkeit der Querträgerdeformation entspricht dabei immer der Initialgeschwindigkeit des Fahrzeugs.

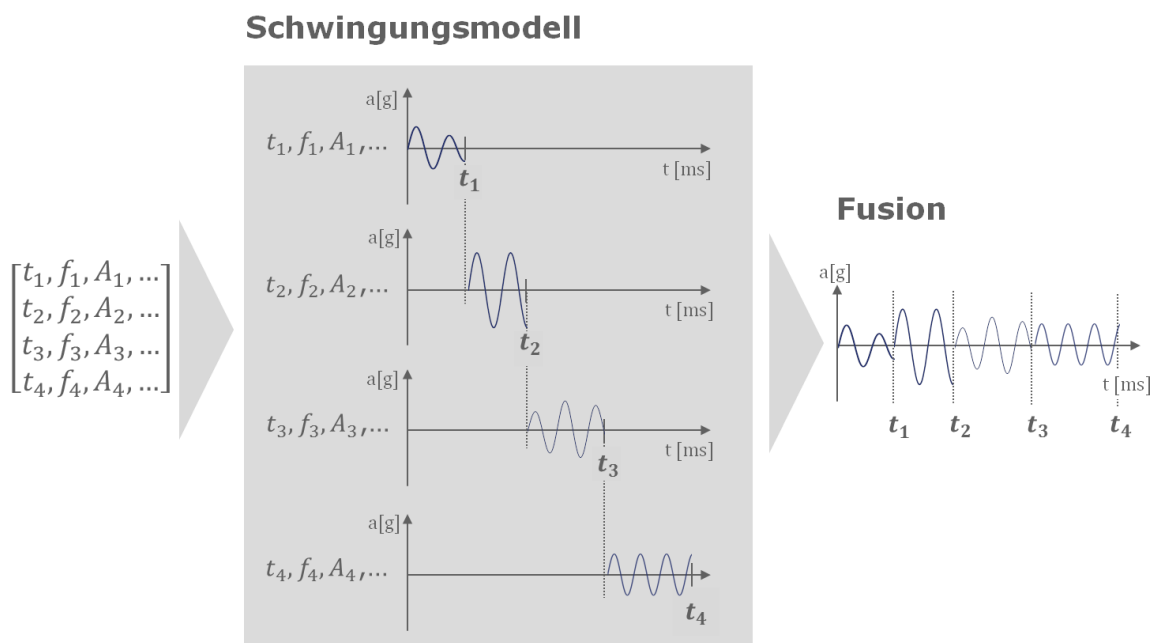


Abbildung 5.25: Generierung des Schwingungssignals

Um bei der Fusion der Signalkomponenten Unstetigkeiten in den Frequenzübergängen zu vermeiden, müssen die Gradienten zum Zeitpunkt des Ereigniswechsels aufeinander abgestimmt werden. Zudem muss eine weitere Differenzierung prüfen, ob das Signal in dem Intervall ansteigt oder abfällt. Abschließend wird das Schwingungssignal mit dem Ausgangssignal des Mehrkörpermodells überlagert. Die Ergebnisse werden in Abschnitt 5.7 zusammengefasst.

5.6 Programmstruktur

Die Simulation des modifizierten Modells erfolgt in zwei Phasen. Die erste Phase bildet die tieffrequenten Beschleunigungssignalanteile mit einer Frequenz von bis zu 30 Hz (Mehrkörpermodell) ab, die zweite Phase stellt die hochfrequenten Anteile bis 180 Hz (Schwingungsmodell) dar. Ist die erste Phase durchlaufen, übermittelt das Mehrkörpermodell die berechneten Beschleunigungswerte an das Schwingungsmodell. Zusätzlich werden auch Zeitpunkte und Geschwindigkeiten der Übergänge in die jeweilig nächsten Crasheignisse bereitgestellt.

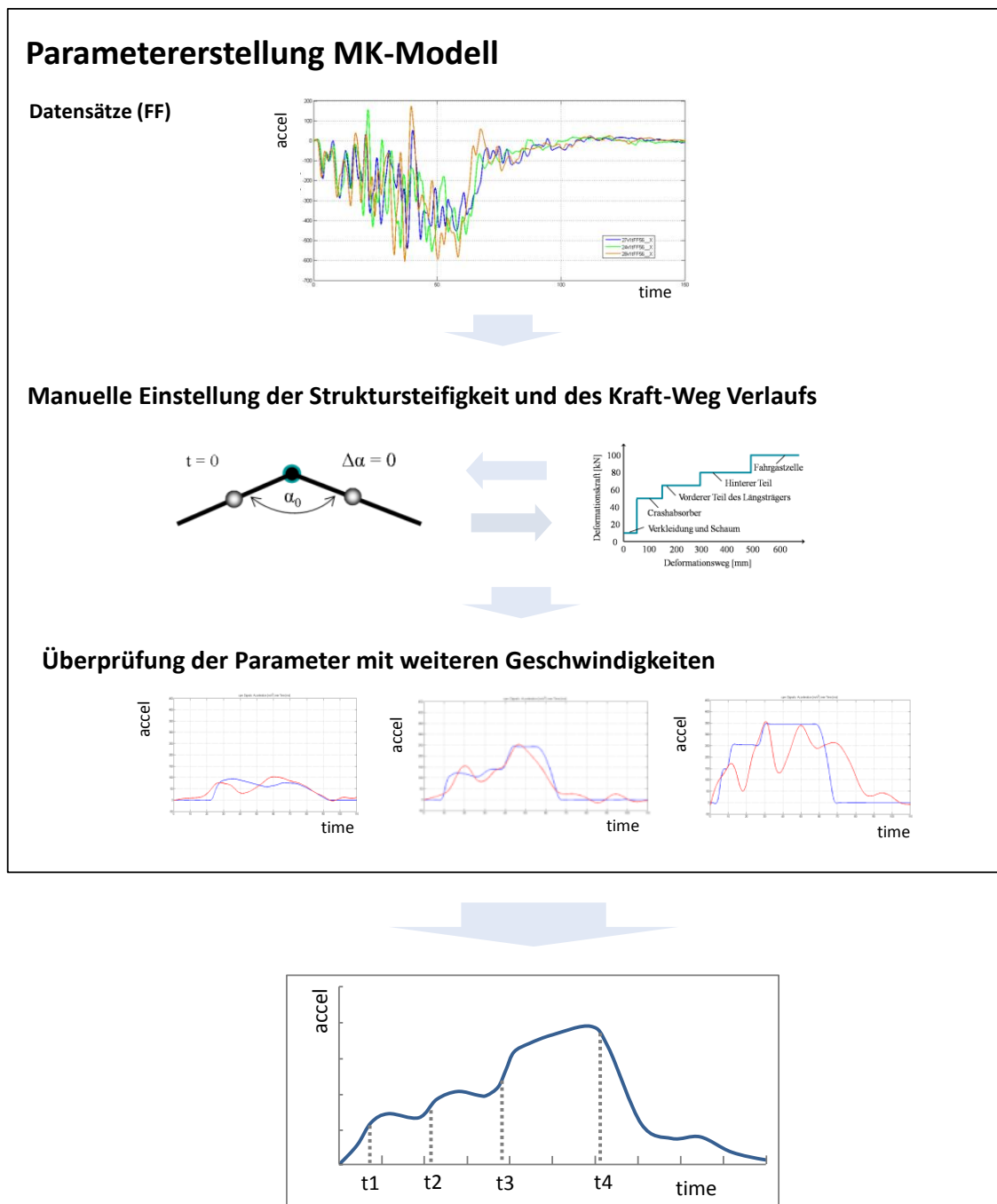


Abbildung 5.26: Programmstruktur des MK-Modells

In der zweiten Phase wird durch die Frequenzanalyse eines repräsentativen Crash-datensatzes, ein Lookup Table für jedes Strukturelement angelegt. Daraus werden die geschwindigkeitsabhängigen Frequenzen und Amplituden ausgelesen, mit denen sich das jeweilige Element deformiert. Nun kann für jede beliebige Crashgeschwindigkeit ein Schwingungsmodell generiert werden. Das Ausgangssignal erhält man durch Überlagerung der Beschleunigungssignale beider Phasen.

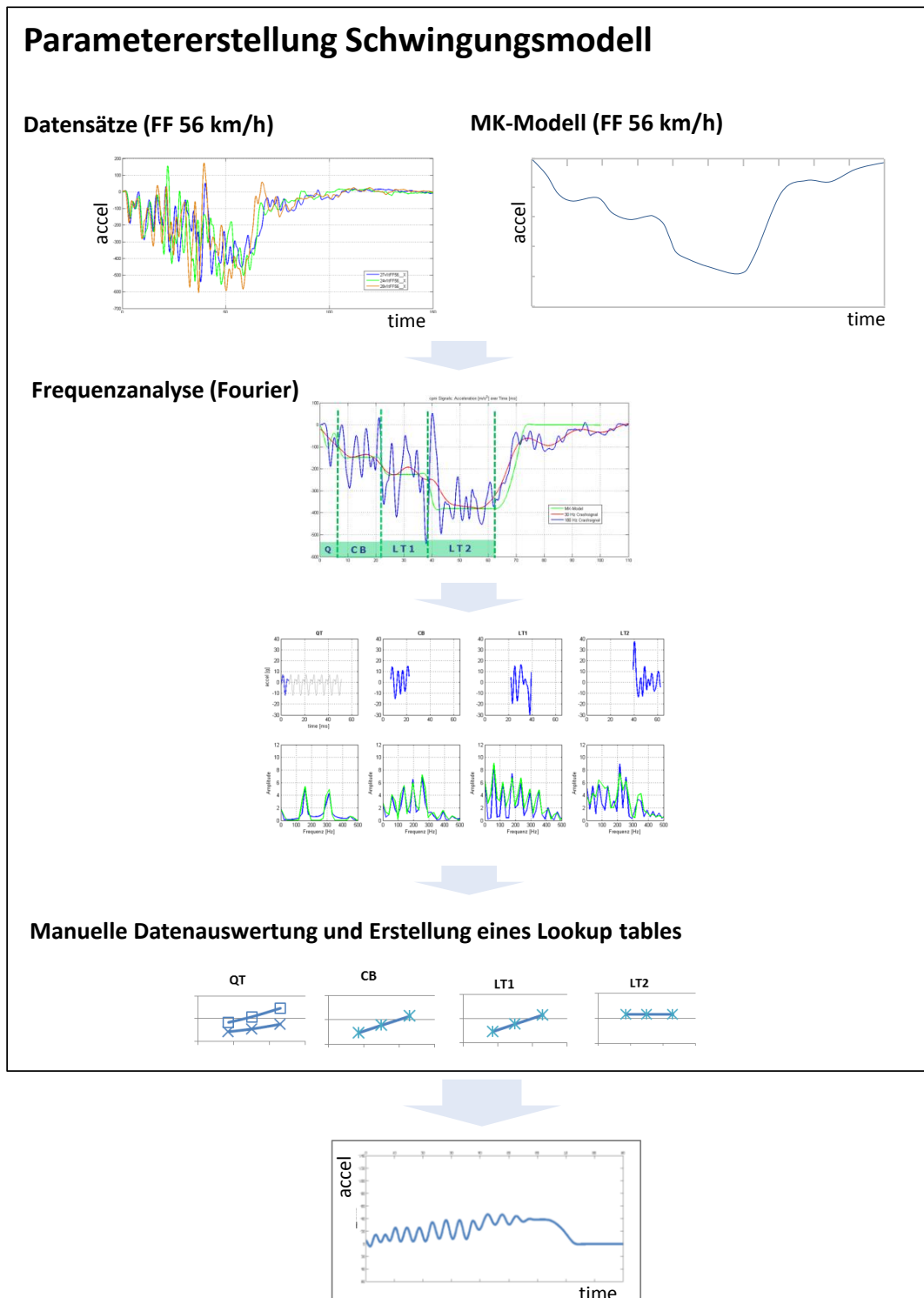


Abbildung 5.27: Programmstruktur Schwingungsmodell

5.7 Simulationsergebnisse

Die Ergebnisse des Zusammenspiels beider Modelle werden nun anhand des bereits in Kapitel 4.3 vorgestellten Full Frontal Lastfalls gezeigt. Während das Mehrkörpermodell bisher ausschließlich tieffrequente Signalanteile bis maximal 30 Hz generieren konnte (Abbildung 4.44), deckt es mit der Modellerweiterung ein Frequenzband bis zu 180 Hz ab und zeigt somit eine deutlich verbesserte Übereinstimmung des synthetischen Signals mit dem Referenzmaterial (Abbildung 5.28). Im Vergleich zum ursprünglichen Modell werden somit nicht nur die mittleren Beschleunigungsniveaus, sondern auch die charakteristischen Schwingungen modelliert.

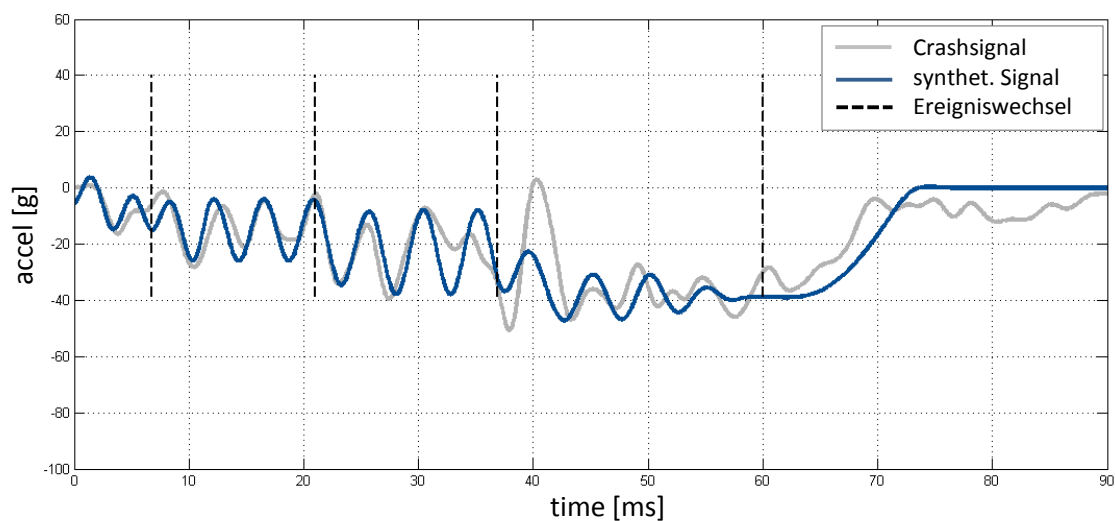


Abbildung 5.28: Vergleich synth. Signal (MK-Modell + Schwingungsmodell) mit realem Crashsignal - 56 km/h FF-Crash

Obwohl nur die dominanten Frequenzen der Signalanalyse durch das Schwingungsmodell abgebildet werden, stimmen die Deformationssignale der ersten drei Strukturelemente (Querträger, Crashbox, erster Teil des Längsträgers) hinreichend gut mit dem Referenzsignal überein. Dies zeigt, dass die tatsächlichen Charakteristiken – für diesen spezifischen Lastfall – erkannt und durch die Modellerweiterung synthetisiert werden konnten. Da für den zweiten Teil des Längsträgers keine charakteristische Frequenz identifiziert werden konnte, laufen die Signale zu diesem Crashereignis erwartungsgemäß auseinander. Die Problematik der Frequenzfindung spiegelt sich also im Signal wieder.

Zur weiteren Verifizierung des hinterlegten Lookup Tables wurde der Full Frontal Crash mit niedrigeren Geschwindigkeiten simuliert. Die Abbildung einer 40 km/h Kollision zeigt eine besonders gute Übereinstimmung für das Verzögerungssignal der ersten beiden Strukturelemente (Abbildung 5.29). Der erste Teil des Längsträgers wird jedoch nur unzureichend dargestellt. Hier kommt möglicherweise die vernachlässigte Abbildung höherer Frequenzen zum Tragen.

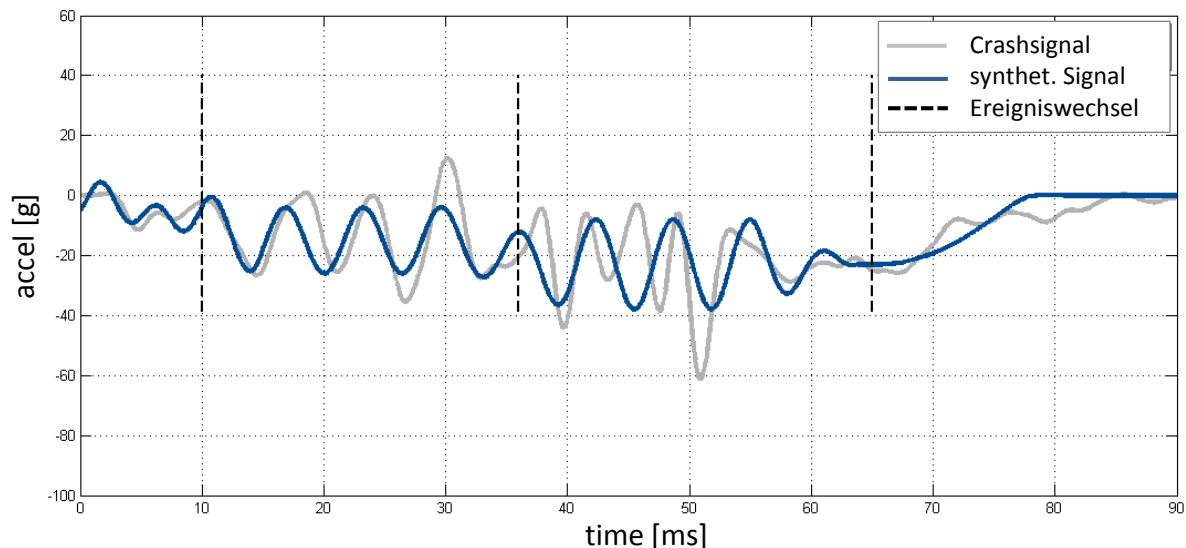


Abbildung 5.29: Vergleich synthet. Signal (MKS + Schwingungsmodell) mit Crashsignal - 40 km/h FF-Crash

Wie in Abbildung 5.29 ersichtlich, sind durch die niedrige Crashenergie weniger Vorderwagenelemente an dem Energieabbau beteiligt. Durch die Hintereinanderschaltung der Strukturelemente mit zunehmender Steifigkeit entfällt beim 40 km/h Full Frontal Crash die Deformation des hinteren, beim 27 km/h Full Frontal Crash sogar die Deformation des vorderen Längsträgerelements. Die beiden verbleibenden Strukturelemente zeigen trotz der starken Frequenzselektion aus Kapitel 5.3 eine recht gute Abbildung des prinzipiellen Schwingungsverlaufs.

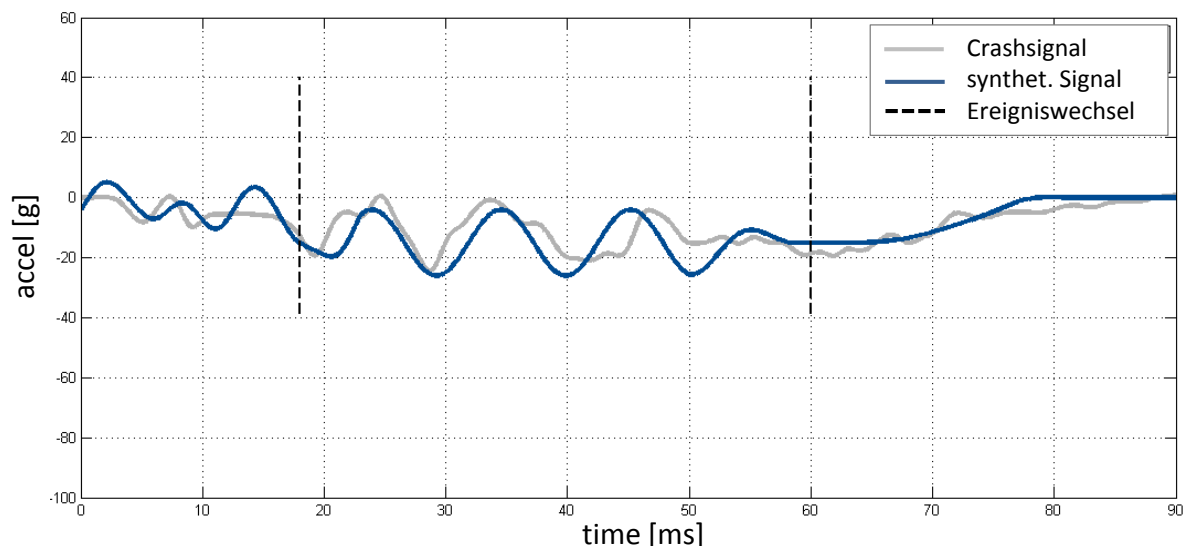


Abbildung 5.30: Vergleich synthet. Signal (MKS + Schwingungsmodell) mit Crashsignal - 27 km/h FF-Crash

Es fällt auf, dass es sich bei den hier vorgestellten Beschleunigungssignalen ausschließlich um Lastfälle handelt, die auch bei der vorangegangenen Frequenzanalyse herangezogen wurden. Dies dient einer ersten Verifikation des Modells, um die Implementierung falscher Frequenzen, Amplituden oder Phasen auszuschließen. Es bleibt jedoch die Frage

der Übertragbarkeit des Modells auf weitere Geschwindigkeiten. Dies könnte beispielsweise für die Interpolation von Lastfällen (siehe Abbildung 4.43) hilfreich sein. Abbildung 5.31 zeigt das synthetische und reale Beschleunigungssignal eines 32 km/h Full Frontal Crashsignals.

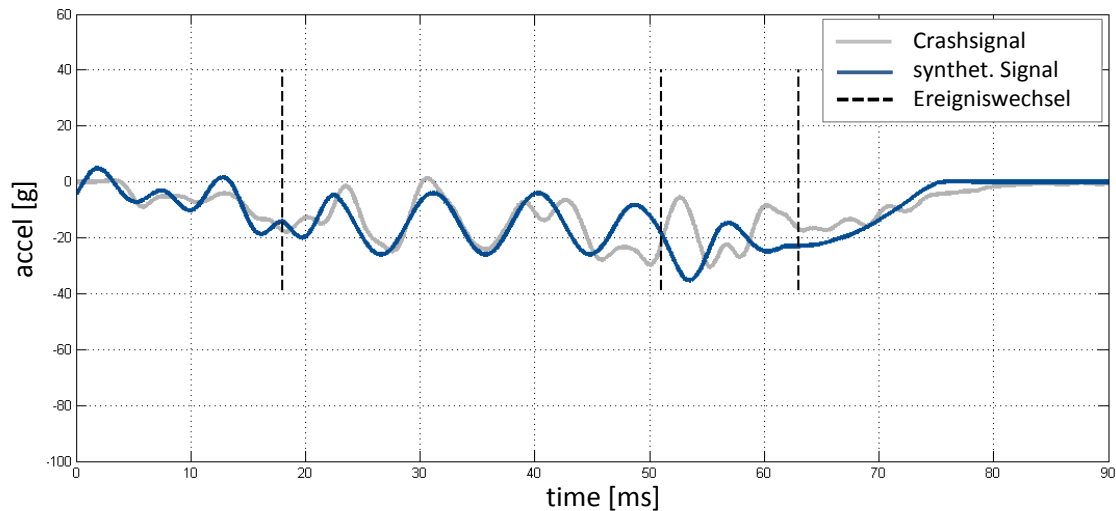


Abbildung 5.31: Vergleich synthet. Signal (MKS + Schwingungsmodell) mit Crashsignal - 32 km/h FF-Crash

Bei diesem Crash zeigt das Modell für die vorderen Strukturelemente seine Gültigkeit. Sowohl die Signale des Querträgers, als auch die der Crashbox stimmen gut mit dem Referenzsignal überein. Somit scheint es tatsächlich einen linearen Zusammenhang zwischen der Deformationsgeschwindigkeit und der Schwingungsfrequenz der Vorderwagenelemente zu geben. Jedoch kommt es bei der Deformation der vorderen Längsträgerelemente zu einer Signaltrennung. Da für diesen Lastfall nur ein Referenzsignal zur Verfügung steht, lässt sich nicht ausschließen, dass es sich bei dieser Deformation um einen nicht repräsentativen Einzelfall handelt. Jedoch hat auch der Signalabgleich im Falle des 40 km/h Full Frontal Crash Ungenauigkeiten in der Längsträgerabbildung gezeigt. Die Problematik könnte im sogenannten Packaging des Vorderwagens liegen. Je weiter die Deformation in Richtung Fahrgastzelle fortschreitet, desto mehr Objekte des Vorderwagens (Lichtmaschine, Batterie, Motor etc.) sind an dem Prozess beteiligt und beeinflussen zwangsläufig das Crashsignal. Eine zuverlässige Simulation der Schwingungen kann nach jetzigem Modellstand nur bis zum Beginn der Längsträgerdeformation gewährleistet werden, was jedoch für den Auslösealgorithmus des Steuergerätes zur Zündung der Rückhaltesysteme völlig ausreichend ist. Eine genauere Abbildung des weiteren Signalverlaufs kann eventuell durch die Abbildung weiterer Frequenzen aus der Frequenzanalyse erreicht werden. Dies wird jedoch im weiteren Verlauf dieser Arbeit nicht weiter untersucht.

6 Automatische Parametrierung des Modells

Die in Kapitel 4.3 beschriebene zeitintensive Anpassung des MK-Modells zeigt die Notwendigkeit einer automatisierten Adaption an ein bestehendes Referenzfahrzeug. Diese Anpassung soll für den Anwender möglichst unkompliziert erfolgen, weshalb sich die Eingabeparameter auf wenige, zur initialen Beschreibung des Fahrzeugmodells erforderliche, Variablen beschränken. Dazu zählen die Masse, die Schwerpunktlage und die Frontstrukturgeometrie hinsichtlich der Länge und des Abstands der Hauptlastpfade. Die Anpassung der Lastpfad-Kraftniveaus (Schaum, Crashboxen, Längsträger) erfolgt automatisiert über eine Crashsignalbewertung eingelesener Referenzdatensätze. Voraussetzung ist, dass der Abgriff des Referenzsignals schwerpunktnah vorgenommen wurde. Zu den Ausgabeparametern gehören die in Abschnitt 4.3.1 beschriebenen Signalplots, sowie eine Animation des Crashverlaufs, die die geometrischen Veränderungen der Frontstruktur während der Interaktion mit der Barriere zeigt.

6.1 Gängige Optimierungsverfahren und Methodenwahl

Die automatisierte Anpassung eines physikalischen Modells wird oftmals unweigerlich mit der Anwendung eines Optimierungsverfahrens in Verbindung gebracht. Die Mathematik bietet hierfür eine Vielzahl von Methoden zur Lösung komplexer Problemstellungen an. Um die Wahl der in dieser Arbeit eingesetzten Methode zu begründen, werden die gängigsten Optimierungsverfahren kurz in ihren wesentlichen Grundlagen vorgestellt.

Eine elementare Differenzierung zwischen den gängigsten Optimierungsmethoden ist die Unterscheidung zwischen deterministischen und stochastischen Verfahren. Bei den deterministischen Verfahren stehen sowohl Zielfunktion als auch Randbedingungen fest, weshalb auf die Eingabe derselben Startwerte zwangsläufig immer dasselbe Ergebnis folgt. Stochastische Verfahren hingegen enthalten Zufallskomponenten, die sowohl in den Randbedingungen als auch innerhalb der Zielfunktion (Lösungsalgorithmus) liegen können. Diese führen trotz Anwendung desselben Verfahrens zu ständig neuen Ergebnissen (z. B. *Simulated Annealing*)[47].

Eine weitere Unterscheidung wird zwischen linearen und nichtlinearen Optimierungsverfahren vorgenommen. Erstere finden Verwendung bei linearen Zielfunktionen mit ausschließlich linearen Randbedingungen, die gleichermaßen als Gleichungen oder als Ungleichungen vorliegen können. Zulässige Lösungsmengen und Optimierungsrichtungen

lassen sich hierbei auch geometrisch interpretieren. Wesentliches Kennzeichen der nichtlinearen Verfahren ist das Vorliegen mindestens einer nichtlinearen Nebenbedingung und/oder einer nichtlinearen Zielfunktion.

Zu den bekanntesten und wichtigsten Verfahren zur Lösung linearer Aufgaben gehört der Simplex-Algorithmus [48]. Die Lösung dieser nichtlinearen Modellstrukturen ist in der Regel wesentlich programmier- und rechenzeitaufwendiger als die Lösung linearer Probleme, weshalb versucht wird, nichtlineare Zusammenhänge durch Approximation zu linearisieren. Ist dies nicht möglich, oder ist die daraus resultierende Ungenauigkeit zu groß, kann auf eine Vielzahl an Lösungsalgorithmen für nichtlineare Probleme zurückgegriffen werden. Tatsächlich bietet sich für die Parametrierung des MK-Modells auf den ersten Blick ein deterministisches Verfahren bei nichtlinearer Zielfunktion an, wie z. B. das Verfahren der kleinsten Quadrate (*Method of Least Squares*) [22]. Mit dieser Methode können Ausgleichsrechnungen durchgeführt werden, die für eine Reihe von Messkurven die bestmögliche Näherungskurve ermitteln. Dafür werden die unbekannten Parameter einer Theoriefunktion per „Optimierung im Parameterraum“ so variiert, bis die Abweichung der Summe der Quadrate zwischen Mess- und Funktionskurven minimal ist.

Es muss jedoch kritisch hinterfragt werden, ob die Lösung mittels eines solchen Verfahrens mit überschaubarem Rechen- und Zeitaufwand gefunden werden kann. Der Vorteil des in dieser Arbeit entwickelten Modells ist das Synthetisieren von Crashsignalen in besonders kurzer Zeit. Der Einsatz eines nichtlinearen Optimierungsverfahrens würde, neben erheblichem Programmieraufwand, auch enorm viel Rechenzeit in Anspruch nehmen (jede Schleife erfordert einige Minuten Durchlaufzeit). Darüber hinaus ist das Auffinden des absoluten Optimums dabei nicht garantiert. In der Regel existieren für ein nichtlineares Problem eine ganze Reihe lokaler Optima, unter denen das globale Optimum nur noch schwer identifiziert werden kann.

Alternativ wird daher ein Lösungsverfahren verwendet, das sich an das manuelle Verfahren unter Einbeziehung der daraus resultierenden empirischen Erkenntnisse anlehnt. Der Vorteil dieser Methode ist die Ermittlung einer Näherungslösung in kürzester Zeit. Abbildung 6.1 zeigt den prinzipiellen Programmablauf, der im nachfolgenden Abschnitt weiter ausgeführt wird.

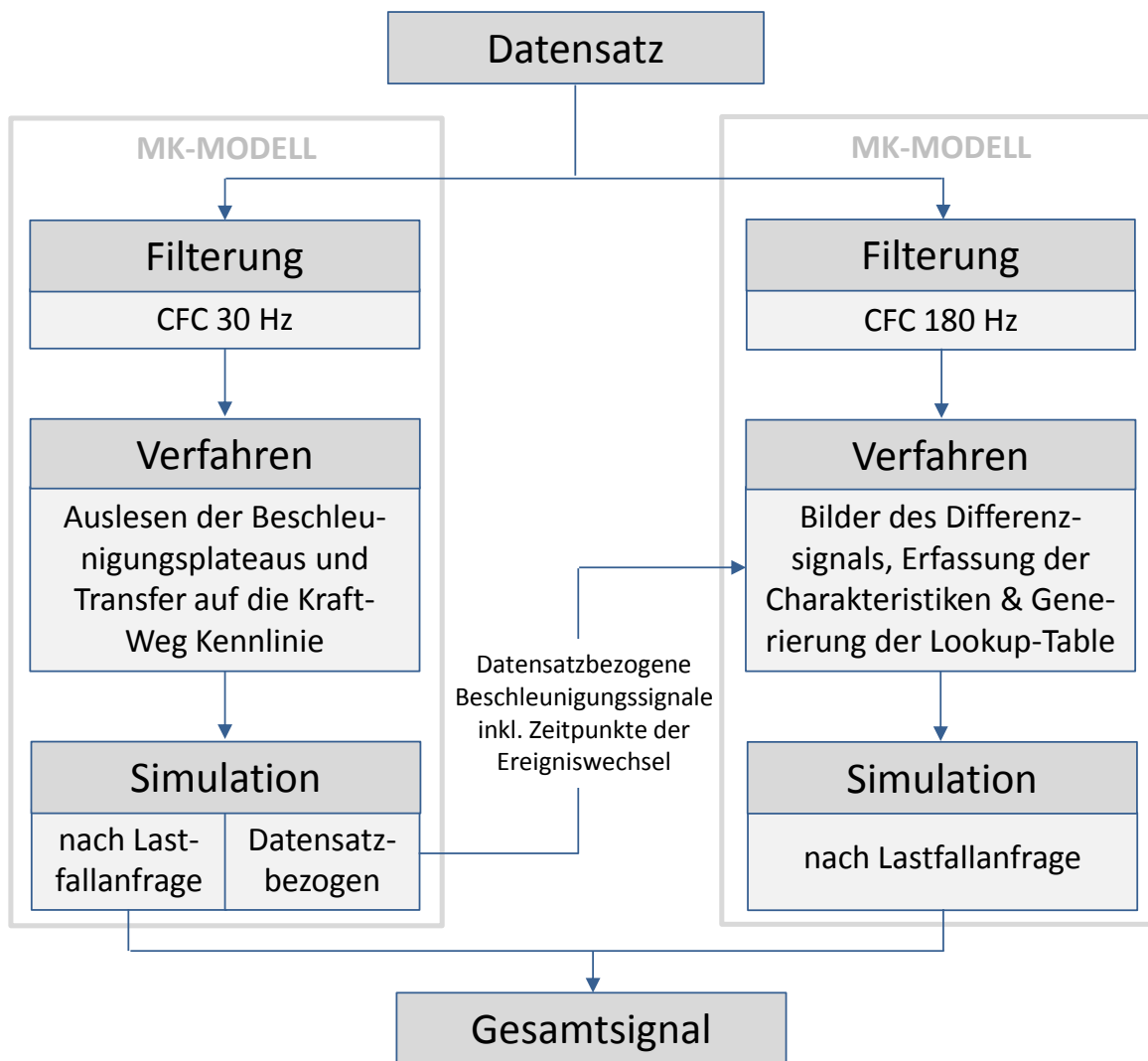


Abbildung 6.1: Prinzipieller Programmablauf

6.2 Automatische Anpassung des MK-Modells

Trotz des Anspruchs einer weitestgehend automatisierten Anpassung des Modells müssen im ersten Schritt einige Simulationsparameter manuell eingestellt werden, da sie nicht über die Signaldaten bereitgestellt werden können. Dazu zählen die Simulationszeit, der Barrierentyp sowie die grundlegenden Geometrieparameter der Fahrzeugfront (Länge und Breite der Lastpfade, Krümmung des Querträgers), die Fahrzeugmasse und die Schwerpunktlage. Alle weiteren Adaptionen an das Fahrzeug, wie z. B. die langwierige Anpassung der Kraft-Weg-Kennlinien, erfolgen durch das Programm.

Die Grundlage für den automatisierten Aufbau des MK-Modells bildet das Beschleunigungssignal eines High Speed Crashes mit symmetrischer Vorderwagen-deformation (hier 56 km/h Full Frontal). Diese Daten können entweder aus einer realen Messung oder einem FE-Modell stammen. Handelt es sich um ein hochfrequentes Messsignal, muss es im Vorfeld über eine 30 Hz Tiefpassfilterung aufbereitet werden, um dem Frequenzband des MK-Modells zu entsprechen (Abbildung 6.2).

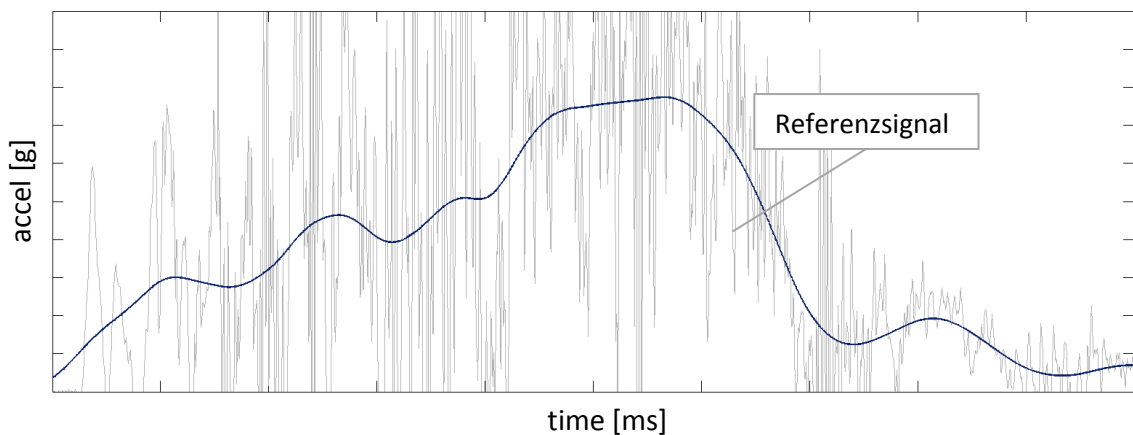


Abbildung 6.2: Tiefpassfilterung eines Full Frontal High Speed Crashes

Das Ergebnis dieser Filterung ist das Referenzsignal für die anschließende Parametrierung des MK-Modells. Um die Kraft-Weg-Kennlinie des Stufenmodells zu generieren, wird es zunächst in die einzelnen Crashereignisse separiert. Anders als in Abschnitt 4.3 kann die Zuordnung der Strukturelemente zu den jeweiligen Signalereignissen nicht mehr empirisch erfolgen, sondern muss systematisiert werden.

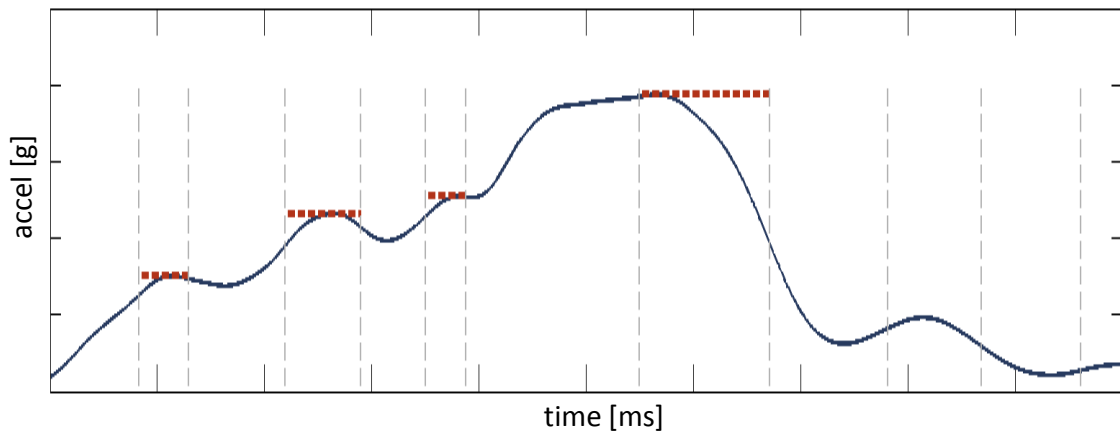


Abbildung 6.3: Ermittlung der lokalen Maxima

Zunächst werden die Kraftniveaus des Stufenmodells aus dem gefilterten Beschleunigungssignal ermittelt. Dazu wird das Signal an seinen Wendepunkten separiert und auf seine lokalen Maxima untersucht (Abbildung 6.3). Dabei finden nur die Maxima Berücksichtigung, die oberhalb von 10 g liegen. Beschleunigungsniveaus, die nicht mehr zum Crash, sondern zum Rebound gehören, fallen somit aus der Bewertung. Die verbleibenden Maxima werden bis zu den angrenzenden lokalen Minima erweitert.

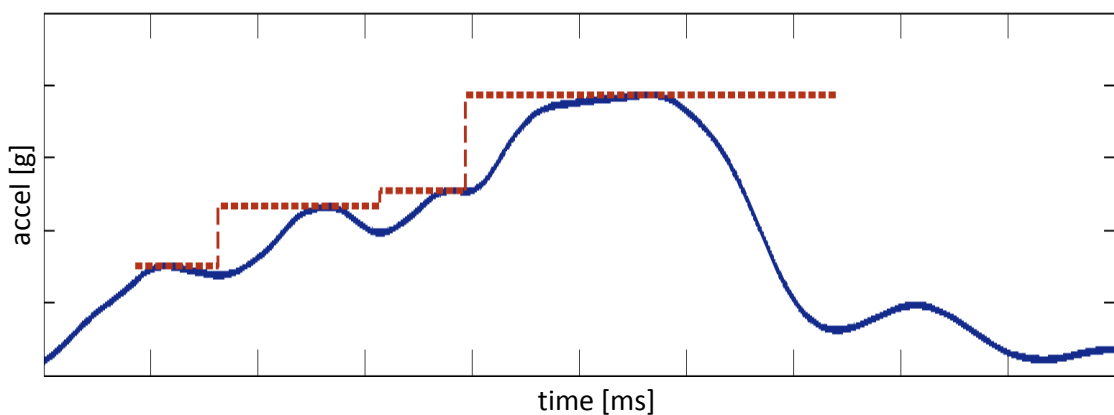
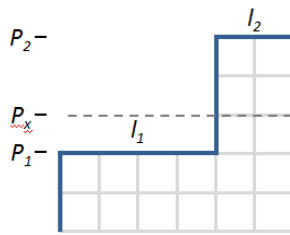


Abbildung 6.4: Verbinden der Plateaus

An diesem Punkt der Automatisierung kann das Signal zahlreiche Plateaus enthalten. Diese können zum Beispiel durch ein zeitlich versetztes Kollabieren trotz symmetrischer Belastung der Strukturelemente entstehen. Um eine Überstufung des Modells zu vermeiden, werden aneinander angrenzende Plateaus mit einer geringeren Beschleunigungsdifferenz als 5 g zusammengefasst. Ihr resultierendes Gesamtniveau errechnet sich aus dem Verhältnis der Plateauhöhen zu deren Längen (Gleichung (6-1)).



$$P_x = P_1 + \frac{(P_2 - P_1) l_2}{l_1 + l_2} \quad (6-1)$$

Im Anschluss an diesen Schritt sind sowohl Anzahl als auch Höhe der ereignis-spezifischen Beschleunigungsniveaus bekannt, aus denen nun leicht über die Fahrzeug-masse auf die wirkenden Kräfte geschlossen werden kann. Abbildung 6.5 zeigt die Reduzierung der Stufen nach dem Einsatz dieses Verfahrens.

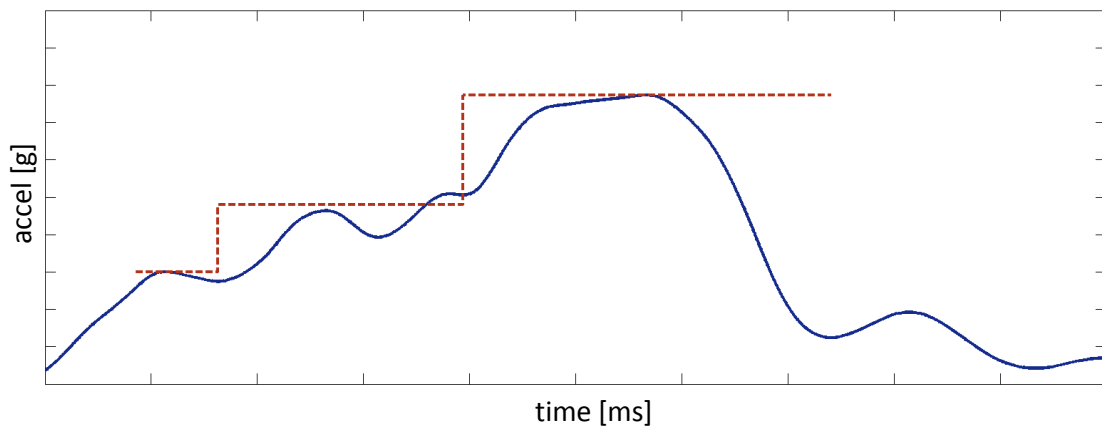


Abbildung 6.5: Zusammenfassen ähnlicher Niveaus

Unbekannt sind jedoch die Zeitpunkte, zu denen die Ereigniswechsel stattfinden. Hier muss im Folgenden auf empirische Beobachtungen zurückgegriffen werden: Das Einrücken der Stufengrenzen erfolgt auf Basis eines Niveauabgleichs zwischen den Grenzplateaus der betrachteten Stufengrenze und dem realen Signal. Dabei dient der mittlere Beschleunigungswert beider angrenzender Stufen als Referenzwert. Nun werden alle Datenpunkte durchlaufen, die zwischen dem Stufenwechsel und dem nächsten lokalen Maximum liegen. Der Datenpunkt, der den geringsten Abstand zum Referenzwert hat, bildet die neue Stufengrenze (Abbildung 6.6).

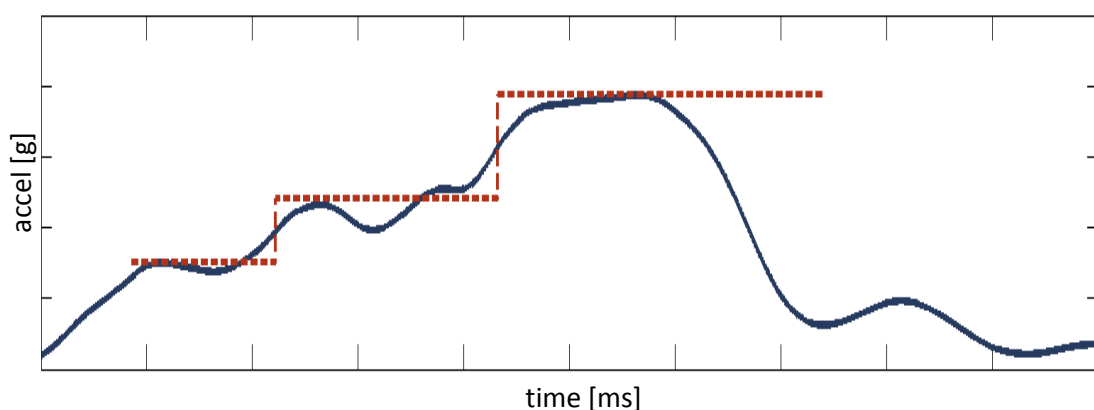
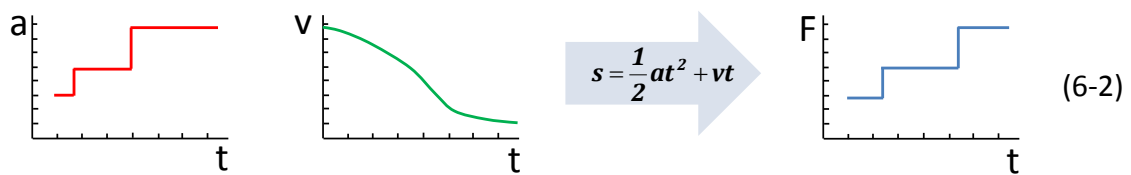


Abbildung 6.6: Anpassung der Stufengrenzen

Genau hier findet der Übergang in die Deformation des nächsten Strukturelements statt. Bis zu diesem Punkt baut sich die zur Plastifizierung des Elementes notwendige Aktivierungskraft auf. Ist diese Kraft überschritten, kommt es zu einem Energieabbau durch Deformation und das Beschleunigungssignal wechselt von einem progressiven in einen degressiven Verlauf.

Die Kraft-Weg-Kennlinie kann nun mit Hilfe der Gleichung (6-2) aus dem Stufendiagramm und dem integrierten Beschleunigungssignal gewonnen werden.



Ist diese Kennlinie generiert, können beliebige Crashszenarien mit variablem Offset und variablen Geschwindigkeiten berechnet werden. Das Ergebnis ist ein tieffrequentes Signal, das den grundlegenden Crashverlauf mit seinen Ereigniswechseln zeigt. Die Ergebnisse der automatisierten Anpassung des MK-Modells werden im nächsten Abschnitt präsentiert.

6.3 Automatische Anpassung des Schwingungsmodells

Im Anschluss an die Generierung des MK-Modells beginnt die Anpassung des hochfrequenten Signalanteils. Dazu wird das Programm mit redundanten Datensätzen gleichen Crashtyps mit mindestens zwei verschiedenen Geschwindigkeiten gespeist. Die Überprüfung der Datensätze auf sogenannte Signal-Ausreißer – wie in Abschnitt 5.1 beschrieben – findet in diesem Programm nicht statt. Die Qualität der Beschleunigungssignale muss somit im Vorfeld sichergestellt sein.

Die Grundlage für die Anpassung des Schwingungsmodells auf den jeweiligen Crashtyp ist der Zugriff auf ein zuverlässiges Lookup Table, das das Schwingungsverhalten des jeweiligen Strukturelementes, abhängig von der Eintrittsgeschwindigkeit, beschreibt. Analog zu dem manuellen Verfahren findet eine Datenanalyse zur Bewertung der charakteristischen Signalanteile statt (Abschnitt 5.3). Die Selektion der erfassten Frequenzen und Amplituden erfolgt nun über ein einfaches Vergleichsverfahren, in dem alle Frequenzen (Toleranz ± 3 Hz) auf ein wiederholtes Vorkommen in den redundanten Datensätzen überprüft werden (Tabelle 6). Ist dies der Fall, werden sie in die anschließende Bewertung aufgenommen.

Tabelle 6: Exemplarischer Frequenzvergleich des Programms

Strukturelement	56 km/h		40 km/h		27 km/h	
	Freq.	Ampl.	Freq.	Ampl.	Freq.	Ampl.
DATENSATZ 1	100	8,2	214	9,1	188	2,4
	203	13,1	293	8,5	239	1,81
	62	6,5	63	4,2	52	4,6
	240	4,3	142	11,6	145	5,6
DATENSATZ 2	201	15	142	10,1	96	2,73
	360	11,7	293	8,2	145	5,2
	100	8,6			188	2,2
	74	7,7			52	4,4
DATENSATZ 3	262	8,2	142	12,7		
	100	9,2	293	8,1		
	156	9,3	285	4,8		
	201	14,3				

Das in Abschnitt 4.3 noch manuell erstellte Lookup Table wird nun durch ein Verfahren ersetzt, das aus den ermittelten charakteristischen Frequenzen automatisch die besten Geraden generiert. Voraussetzung ist, dass der Gradient einen positiven Wert zwischen 2 und 20 hat und die Messpunkte nicht mehr als 5 Hz von diesem abweichen. Folgendes Beispiel veranschaulicht das Verfahren:

Zunächst werden die vorgefilterten Frequenzen in ein Frequenz-Geschwindigkeits-Diagramm aufgetragen. Beginnend mit der Niedrigsten werden alle Messpunkte mit der nächsthöheren Geschwindigkeit verbunden (Abbildung 6.7 und Abbildung 6.8).

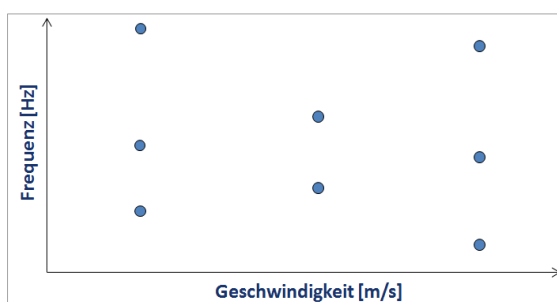


Abbildung 6.7: Messpunkte

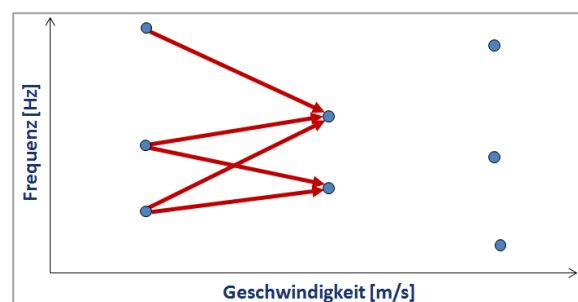


Abbildung 6.8: Verbindungsgeraden

Diese Verbindungen werden im Anschluss einzeln anhand der oben genannten Bedingungen bewertet. Erfüllen sie diese, bilden sie die Basis für den nächsten Schritt, andernfalls werden sie nicht weiter berücksichtigt.

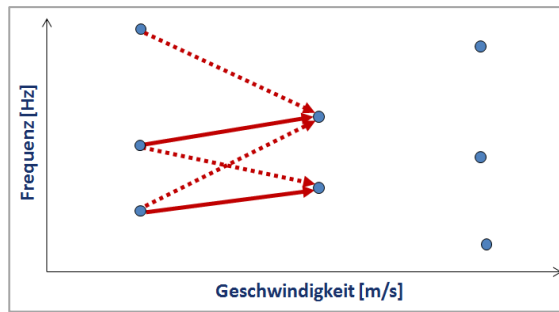


Abbildung 6.9: Bewertung der Geraden

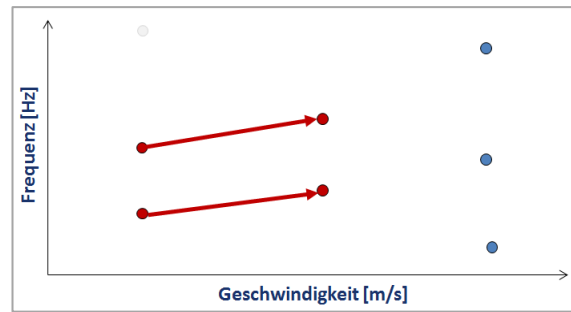


Abbildung 6.10: Basis für Ausgleichsgerade

Nun wird eine Ausgleichsgerade zwischen den selektierten Punktpaaren und den Punkten der nächsthöheren Geschwindigkeit gelegt. Erfüllen sie ebenfalls die oben genannten Bedingungen, verbleiben sie im Fokus der weiteren Betrachtung.

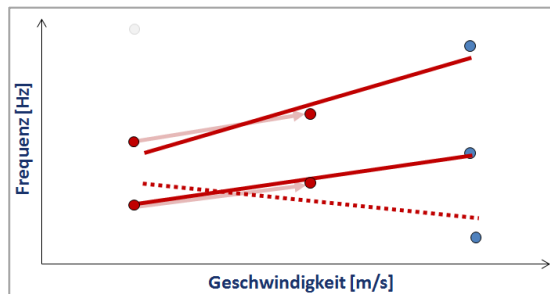


Abbildung 6.11: Bewertung der Ausgleichsgeraden

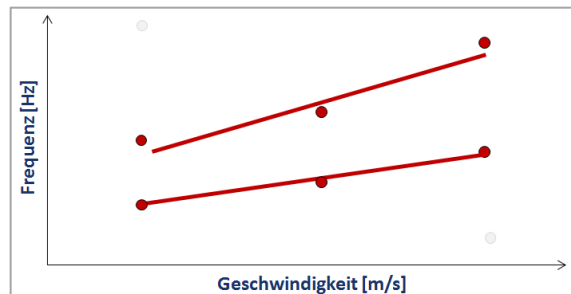


Abbildung 6.12: Lookup-Table

Es kann durchaus vorkommen, dass gleich mehrere Geraden zur Beschreibung des Schwingungsverhaltens eines Strukturelementes gefunden werden (Abbildung 6.11). Da das Modell zu diesem Zeitpunkt jedoch nur maximal zwei Frequenzen je Strukturelement abbilden kann, findet eine erneute Bewertung statt. Die Geraden, deren Messpunkte in Summe die höchsten Amplituden aufweisen, werden am stärksten gewichtet. Diese Priorisierung ist der finale Schritt bei der Generierung des Lookup Tables (Abbildung 6.12).

Auf diese Weise wird jedes Strukturelement sukzessive durchlaufen und sein Schwingungsverhalten durch eine charakteristische Frequenzkarte repräsentiert. Die anschließende Synthetisierung der Gesamtschwingung erfolgt analog zu dem in Kapitel 5.5 beschriebenen manuellen Verfahren. Abbildung 6.13 illustriert das Zusammenwirken der einzelnen Programmkomponenten im Gesamtablauf.

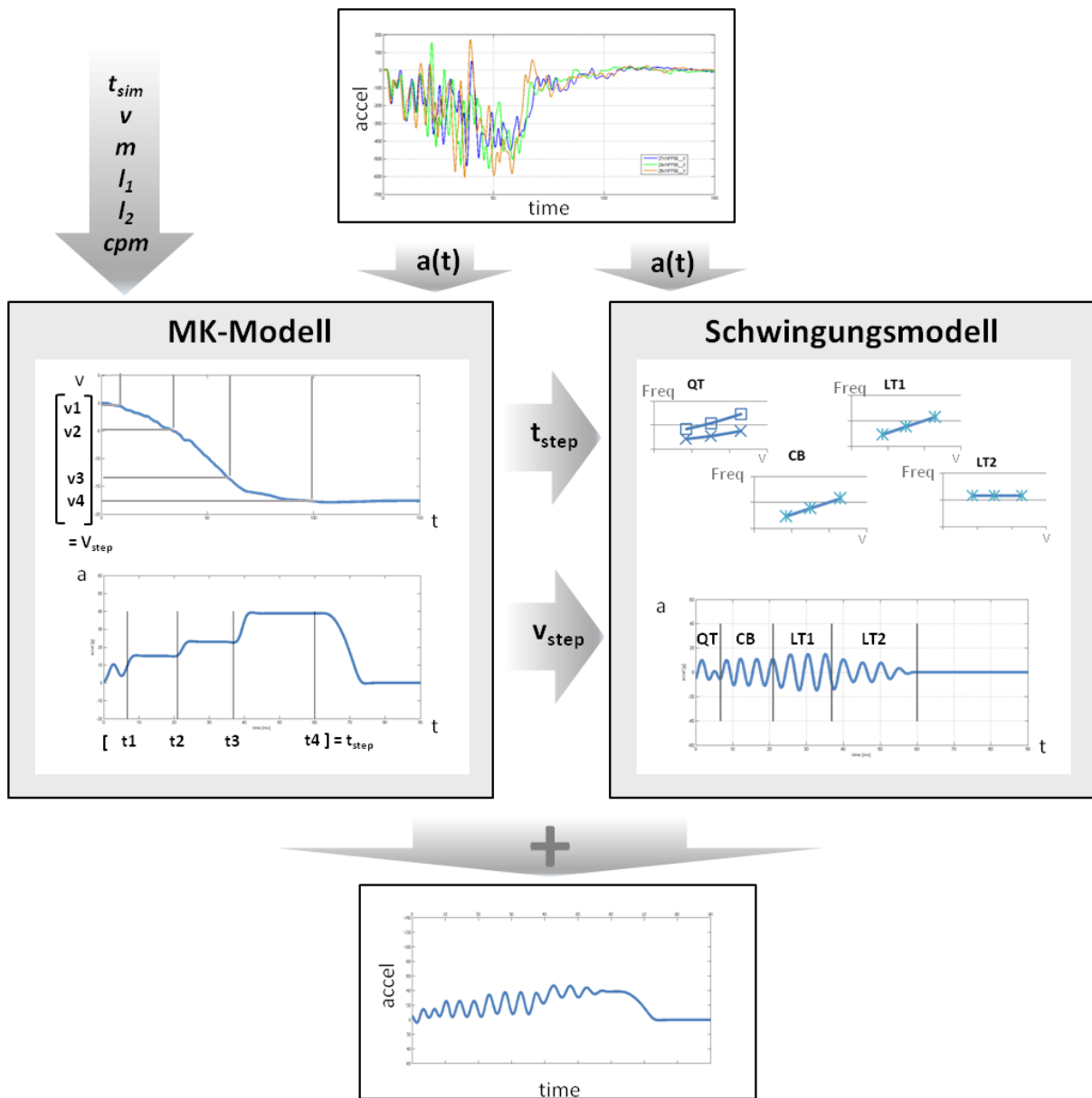


Abbildung 6.13: Programmstruktur

Variable	Beschreibung
t_{sim}	Simulationszeit
v	Fahrzeuggeschwindigkeit
m	Fahrzeugmasse
l_1	Länge der Frontstruktur
l_2	Abstand der Längsträger
cpm	Fahrzeugschwerpunkt
$t_{step}=(t_1, t_2, \dots)$	Eintritt in die nächste Deformationsstufe
$v_{step}=(v_1, v_2, \dots)$	Fahrzeuggeschwindigkeit bei Eintritt in die nächste Deformationsstufe

6.4 Simulationsergebnisse

Output Mehrkörpermodell

Die folgenden Signalausgaben stellen die manuelle Parametrierung der Fahrzeugfrontstruktur der automatischen Anpassung gegenüber. Besonders im niedrigen Geschwindigkeitsbereich liegen die Graphen der MK-Modelle sehr gut übereinander (Abbildung 6.14a). Dies betrifft sowohl die mittleren Beschleunigungsniveaus, als auch die Zeitpunkte der Ereigniswechsel.

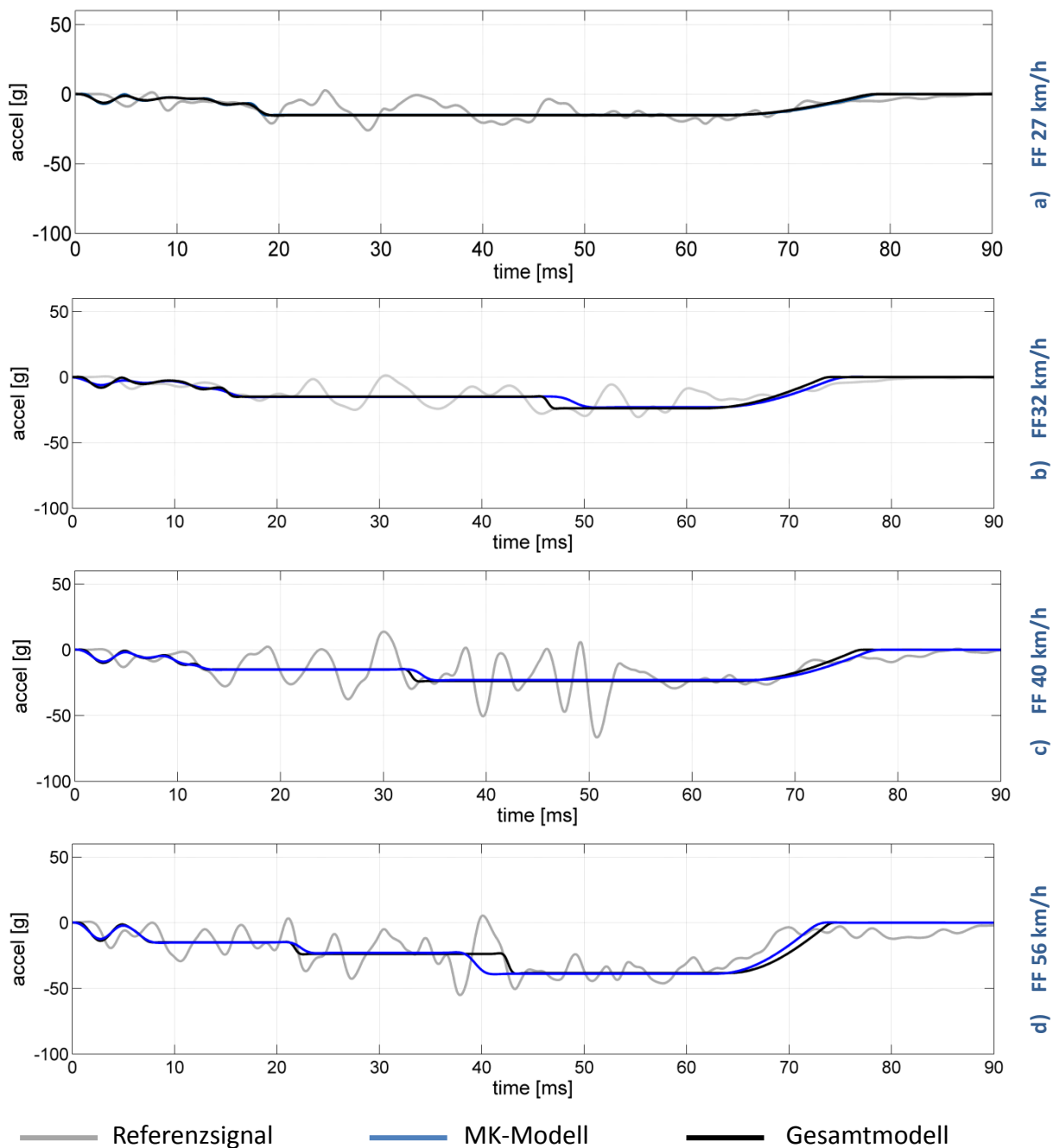


Abbildung 6.14: MK-Modell - Gegenüberstellung der manuellen und automatischen Signalkorrelation

Lediglich der Anstieg des Signals auf das letzte Plateau im FF 56 km/h Lastfall (Abbildung 6.14d) findet bei der manuellen Anpassung gegenüber der Automatisierung zeitlich vorgezogen statt. Der Grund dafür liegt in der divergenten Festlegung der Stufengrenzen: Während die zeitlichen Übergänge bei einer manuellen Korrelation intuitiv gesetzt werden, erfolgt das Einrücken der Stufengrenzen nun auf Basis eines Niveauabgleichs zwischen den Grenzplateaus des betrachteten Übergangs und dem Referenzsignal (Abschnitt 6.2). Eine direkte Gegenüberstellung mit dem auf 30 Hz gefilterten Referenzsignal zeigt, dass sich der durch die Automatisierung systematisch ermittelte, zeitliche Übergang auf das letzte Plateau – im Vergleich zur manuellen Anpassung – deutlich näher am Referenzsignal bewegt (Abbildung 6.16).

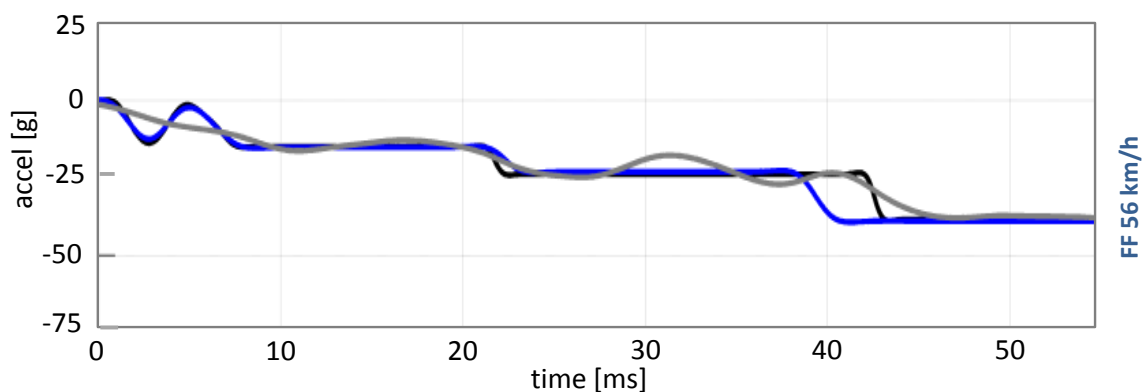


Abbildung 6.15: Vergleich der MK-Modelle mit dem tiefpassgefilterten Referenzsignal

Insgesamt ermöglicht das automatisierte MK-Modell eine zuverlässige Erstellung der Kraft-Weg-Kennlinien der Frontstrukturelemente. Dies bildet die Grundlage für das darauf aufbauende Schwingungsmodell.

Output Schwingungsmodell (Gesamt signal)

Die automatische Generierung des Schwingungsmodells ist wesentlich sensibler, als die Parametrierung des MK-Modells. Die Ursache liegt in der Interpretation und Abstraktion der höherfrequenten und damit informationslastigeren Schwingungssignale. Wie bei allen Modellierungen, die der mathematischen Vorhersage komplexer Vorgänge dienen, muss die Menge der Informationen abhängig von der gewünschten Abbildungsgüte auf das Notwendige reduziert werden. So werden im Schwingungsmodell nur Frequenzen berücksichtigt, die als charakteristisch für das jeweilige Fahrzeug identifiziert wurden und sich zudem in Form hoher Amplituden als dominant erweisen. Dies kann zur Folge haben, dass im Referenzsignal sichtbare Schwingungsüberlagerungen nicht im Gesamt signal abgebildet werden, wenn diese beim Abgleich redundanter Datensätze nicht wiederholt aufgetreten sind.

Abbildung 6.16 beschreibt den Effekt einer überlagernden Frequenz im Gesamtsignal.

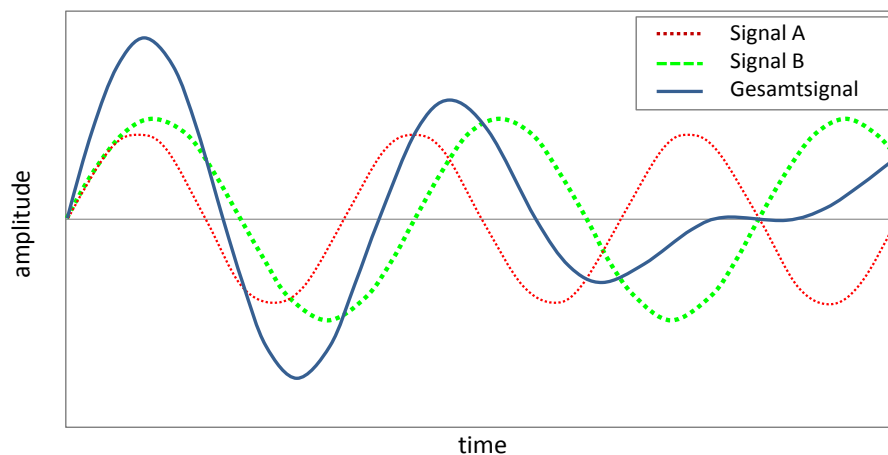


Abbildung 6.16: Beispiel einer Frequenzüberlagerung

Diese „nicht charakteristischen“ Frequenzen können durch eine Vielzahl von Ereignissen innerhalb eines Crashvorgangs induziert werden. So verläuft die Deformation einiger Vorderwagenelemente wie z. B. Kühler, Nebenaggregate oder Fahrwerkskomponenten nicht immer identisch, was zu Divergenzen führen kann.

Eine weitere mögliche Signalabweichung kann aus der Interpretation der Stufengrenzen während der Generierung der Kraft-Weg-Kennlinie im MK-Modell folgen, da sich zeitliche Abweichungen in der Bestimmung der Ereigniswechsel direkt in Phasenverschiebungen der generierten Schwingungen niederschlagen. Hinzu kommen leichte Ungenauigkeiten in der Frequenzentwicklung, die sich aus der linearisierten Näherungslösung zur Erstellung des Lookup Tables ergeben.

Das Ziel dieses Schwingungsmodells ist daher nicht die exakte Überdeckung der synthetischen Signale mit den Messdaten. Der Anspruch ist, die Grundcharakteristiken der Vorderwagenstruktur in Frequenz und Amplitude zu erfassen und das Beschleunigungssignal lastfallübergreifend für beliebige Crashgeschwindigkeiten zu synthetisieren. Abbildung 6.17 zeigt, dass dies erfolgreich realisiert werden konnte.

Analog zu den Simulationsergebnissen des MK-Modells (Abschnitt 5.7) werden hier exemplarisch die Resultate des Gesamtmodells für Crashgeschwindigkeiten zwischen 27 und 56 km/h vorgestellt.

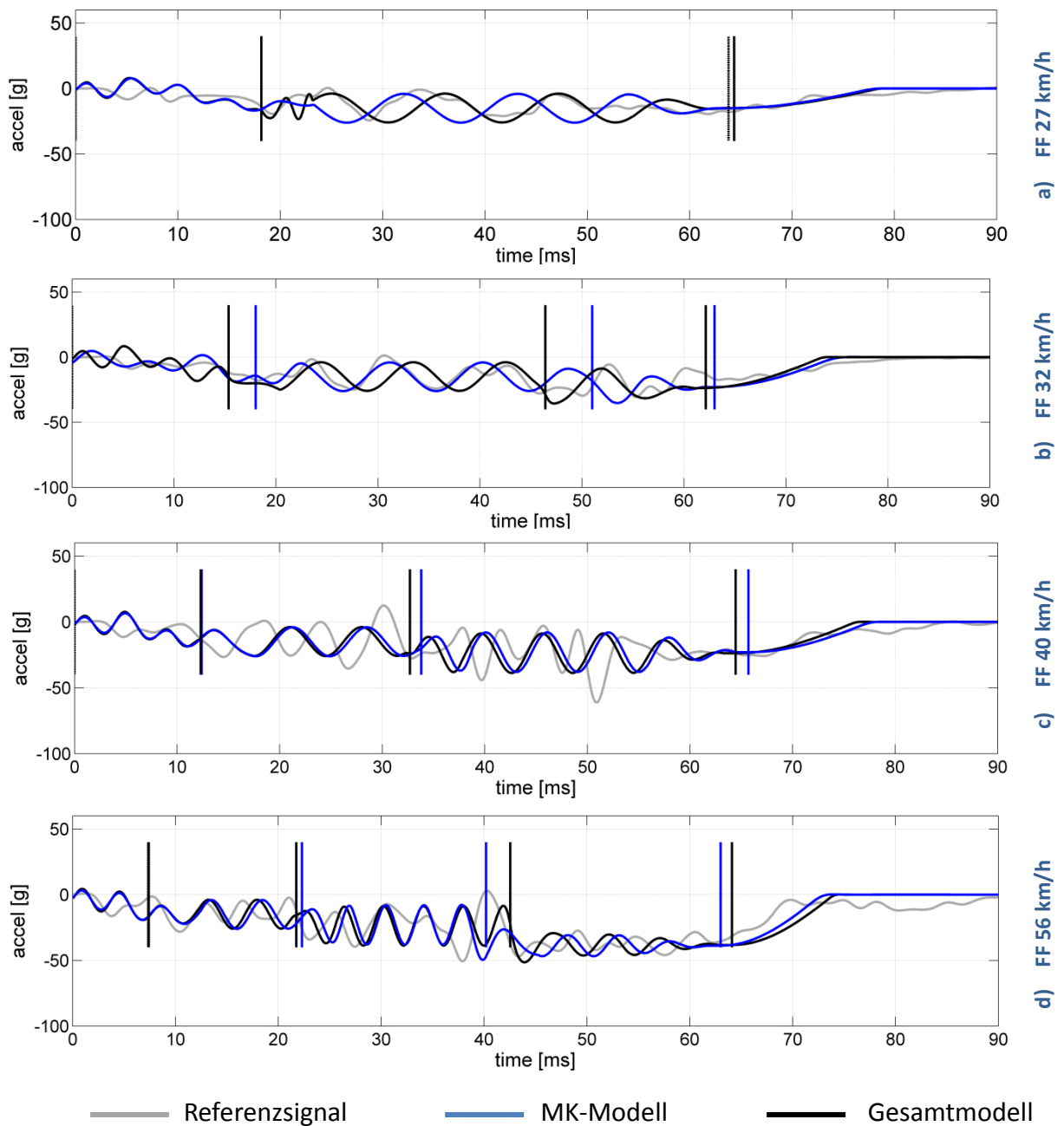


Abbildung 6.17: Gesamtmodell - Gegenüberstellung der manuellen und automatischen Signalparametrierung

7 Zusammenfassung und Ausblick

7.1 Zusammenfassung

Vor dem Hintergrund ständig steigender Anforderungen an die Rohkarosserie heutiger Fahrzeuge bezüglich Leichtbau und Sicherheit, wird die Entwicklung neuer Fahrzeugstrukturen zu einem immer komplexeren Prozess (Kapitel 1). Dennoch erfolgt die Vorauslegung dieser Strukturen oftmals intuitiv auf Papier und Bleistiftebene ohne frühzeitige Berücksichtigung der gestellten Anforderungen. Um diese von Beginn an in den Entwicklungsprozess einfließen zu lassen, wird ein Berechnungsmodell entwickelt, welches die wesentlichen Strukturelemente hinreichend genau beschreibt, um crashtypabhängige Signalverläufe zu simulieren. Dazu werden drei ausgewählte Modellierungsverfahren vereinigt, um ihre spezifischen Eigenschaften nutzbar zu machen:

Bei der Abbildung der Frontstrukturgeometrie eines Fahrzeugs und ihrer Freiheitsgrade bietet das Prinzip der Mechanischen Mehrkörpersysteme eine effektive Methode zur schnellen Vorhersage prinzipieller kinematischer Bewegungsabläufe (Kapitel 3). Die Wahl des Abstraktionsgrads erfolgt dabei in Abhängigkeit von den physikalischen Anforderungen an das Mehrkörpersystem, die auf den Erkenntnissen einer Datenanalyse basieren, welche die wesentlichen Effekte der wichtigsten Frontal-Crasharten untersucht (Kapitel 4). Struktureigenschaften, wie Biegesteifigkeiten sowie die plastisch-elastische Deformation der Fahrzeugfront, werden über geschwindigkeitsabhängige Gegenmomente innerhalb ihrer geometrischen Bindungen realisiert (Abschnitt 4.2). Mit den physikalischen Eigenschaften der Frontstrukturgeometrie geht ein Konzept zur Umsetzung der Interaktion zwischen Frontstruktur und Barriere einher. Hier wird bei einer Kollision eine Verschiebung der in die Barriere intrudierenden Elemente induziert und somit eine Deformation des Querträgers und der Lastpfade erwirkt. Bei der Darstellung der Energieabsorption innerhalb der Lastpfade stößt das Mehrkörpermodell jedoch an seine Grenzen. An dieser Stelle schafft die Implementierung eines weiteren Modells Abhilfe, das den Energieabbau der Lastpfadkomponenten innerhalb der Translationsgelenke des Mehrkörpermodells beschreibt:

Dem Aufbau des zweiten Modells geht zunächst eine ausgiebige Signalbetrachtung der einzelnen Strukturelemente voraus (Abschnitt 4.1), um Aussagen über das Crashverhalten der einzelnen energiedissipierenden Bauteile eines Fahrzeugs treffen zu können. Auf

Basis dieser Analyse wird ein gestufter Deformationsverlauf nach Kröger [29] verwendet, welcher den prinzipiellen Kraftverlauf der Hauptkomponenten eines Lastpfades abbildet (Abschnitt 4.2). Dabei werden die Strukturelemente nicht isoliert betrachtet, sondern in einer Kraft-Weg-Charakteristik zusammengefasst. Neben dem Vorteil einer einfachen Parametrierung, bleiben auch die daraus resultierenden Signalveränderungen nachvollziehbar. Schlussendlich realisiert eine Rampenfunktion – nach abgeschlossener Kompression des Vorderwagens – die Restelastizität der deformierten Lastpfade und die damit verbundene leichte Rückverformung.

Die Verknüpfung beider Modelle ermöglicht es, den tieffrequenten Anteil des Crashsignals (bis 30 Hz) zuverlässig zu generieren (Abschnitt 4.3). Um auch höherfrequente Strukturmerkmale zu berücksichtigen, erfolgt die Entwicklung eines heuristischen Schwingungsmodells, das imstande ist, rein datenbasiert den fehlenden Signalanteil zwischen 30 und 180 Hz abzubilden. Die Untersuchung der zur Verfügung stehenden Beschleunigungssignale auf gemeinsame Schwingungs-Charakteristika, sichert die Synthetisierbarkeit dieser Frequenzen. Dafür werden mehrere Datensätze gleichen Crashtyps zusammengetragen und einander gegenübergestellt (Abschnitt 5.1). Der erfolgreichen Identifikation sich wiederholender Ausprägungen, folgt eine genauere Daten- und Frequenzanalyse des höherfrequenten Signalanteils. Vorbereitend werden die Datensätze mithilfe des Mehrkörpermodells separiert und ihren Strukturelementen zugeordnet. Die Identifikation charakteristischer Frequenzen bzw. geschwindigkeitsabhängiger Änderungen erfolgt nach einer Übertragung der Signalabschnitte in den Frequenzbereich. Auf dieser Grundlage wird für jedes Strukturelement ein Lookup Table erstellt, welches die zugehörigen Frequenzen für jede Eintrittsgeschwindigkeit des jeweiligen Fahrzeugs liefert. Dadurch kann die Erstellung des Schwingungsmodells nun weitestgehend nach dem Baukasten-Prinzip erfolgen: Das Mehrkörpermodell liefert die Zeitpunkte, zu denen die Ereigniswechsel eintreten und übergibt zudem die zugehörigen Geschwindigkeiten, mit denen die jeweiligen Strukturdeformationen eingeleitet werden. Das Schwingungsmodell liest diese ein und setzt aus den hinterlegten Lookup Tables die charakteristischen Schwingungen zusammen.

Die Vernetzung der drei genannten Konzepte ermöglicht eine Crashsignal-Synthetisierung der ersten Vorderwagenelemente in zufriedenstellender Güte (Abschnitt 6.4). Zudem verkürzt sich die in Kapitel 5 beschriebene zeitintensive Adaption des Modells durch die in Kapitel 6 vorgestellte Automatisierung auf nur wenige Minuten. Zur Ausgabe des Programms gehören neben den Signalplots auch Animationen des Crashverlaufs, welche die geometrischen Veränderungen der Frontstruktur während der Interaktion mit der Barriere zeigen (Abschnitt 4.3).

Der derzeitige Modellstatus erlaubt die Simulation von Frontalcrashszenarien mit variablen Geschwindigkeiten bis 65 km/h gegen eine starre Barriere. Das Barrieren-Offset kann dabei in 20% Schritten variiert werden. So lassen sich insbesondere Simulationen der Signalübergänge zwischen bereits bekannten Lastfällen einsteuern, die Aufschluss über den Einfluss der einzelnen Parameter auf das Signal geben (Abbildung 4.43). Diese Arbeit beschreibt einerseits die mathematische Modellierung einer Fahrzeugfrontstruktur und erläutert andererseits die Parametrierung aufgrund von Crashsignalanalysen. Das dabei konzipierte Programm soll als Hilfsmittel in der Konzeptphase der Fahrzeugentwicklung zur Vorauslegung von Fahrzeugfrontstrukturen dienen.

7.2 Ausblick

Bei der Auslegung von Frontstrukturen erfolgt der Aufbau der Hauptlastpfade derzeit hauptsächlich über die axiale Hintereinanderschaltung mehrerer immer steifer werdender Strukturelemente. Problematisch ist dabei, dass die oftmals sehr weich ausgelegten vorderen Strukturbauteile im Falle eines harten Frontalaufpralls wenig Energie bei hohem Deformationsweg abbauen. Eine härtere Auslegung würde sich jedoch in Low Speed Crashes negativ auf die Insassenwerte und die Reparaturkosten auswirken. Aus diesem Grund werden derzeit in der Fahrzeugindustrie aktive Frontstrukturen untersucht, die – je nach drohender Unfallsituation – das Kraftniveau ihrer Strukturelemente lastfallgerecht anpassen und die Insassen somit optimal schützen. Zur Umsetzung dieses Konzepts bedarf es dreier Komponenten:

- einer geeigneten Umfeldsensorik, die den Kollisionspartner und seine Relativbewegung zuverlässig erkennt
- eines Algorithmus, der eine schnelle und sichere Schaltentscheidung ermöglicht
- aktiver Crashstrukturen, die ihre Energieaufnahme der bevorstehenden Unfallsituation anpassen

Das in dieser Arbeit vorgestellte Modell bildet den Kern für die zweite der drei Anforderungen. Es kann in angepasster Form zur Vorhersage oder Abschätzung der Unfallschwere eingesetzt werden und in Redundanz mit einem weiteren Bewertungsalgorithmus zur Schaltentscheidung herangezogen werden. Da die Adaption des Modells an das jeweilige Fahrzeug bereits im Vorfeld stattgefunden hat, ist lediglich die Information der Umfeldsensorik über den Überdeckungsgrad des Kollisionspartners und seine Relativgeschwindigkeit erforderlich, um einen synthetischen Crashverlauf zu generieren. Dieses Signal könnte nun, ähnlich wie im Airbagsteuergerät, aufgrund von

hinterlegten Geschwindigkeitsschwellenwerten bewertet und die betreffende Aktorik entsprechend angesteuert werden (Abschnitt 4.1). Vorbereitend müssten einige Programmanpassungen und -erweiterungen erfolgen:

Um im Falle einer Kollision zu einer schnellen Schaltentscheidung zu gelangen, müsste das Programm hinsichtlich seiner Rechenzeit auf wenige Millisekunden reduziert werden. Ein Umzug des Frameworks von dem Programm MATLAB in eine schnellere Programmierumgebung (wie z. B. C++) wäre zwar aufwendig, aber für den oben genannten Einsatz unabdingbar. Hinzu käme eine auf Rechenzeitorientierung ausgelegte Programmierung. Bisher wurde das Gesamtmodell ausschließlich für die Vorhersage des Crashsignals in Interaktion mit starren Barrieren ausgelegt. Für einen Einsatz in einem realen Verkehrsumfeld müsste die Crash-Bibliothek um fahrzeugähnliche, deformierbare Barrieren erweitert werden. Dies erfordert wiederum eine vorherige Signalanalyse und schließt neben der Barrierenauslegung auch möglicherweise eine Modellanpassung mit ein. Vervollständigt würde das Programm durch eine zwischengeschaltete Robustheitsuntersuchung der Simulationsergebnisse, die aufgrund der hohen Sicherheitsanforderungen an crashrelevante Fahrzeugkomponenten erforderlich ist.

Verbliebe der Einsatz des vorgestellten Modells in der Konzeptphase der Fahrzeugentwicklung, wäre ein weiterer denkbarer Schritt die Erweiterung der Crash-Bibliothek um zusätzliche crashtestrelevante Barrieren (wie z. B. ODB). Ebenfalls wäre ein Ausbau des Frontstrukturmodells in die dritte Dimension denkbar, um die Auswirkungen weiterer Lastaufnehmer auf zusätzlichen Ebenen zu untersuchen. Eine Verzielung wäre überdies die Untersuchung realer Crashdaten auf die Geschwindigkeitsabhängigkeit ihrer Crashniveaus.

Literaturverzeichnis

- [1] Destatis – Statistisches Bundesamt, Statistik des Kraftfahrzeug- und Anhängerbestandes Deutschland, Wiesbaden: Destatis, 2011.
- [2] Destatis – Statistisches Bundesamt, Statistik der Verkehrsunfälle Deutschland, Wiesbaden: Destatis, 2008.
- [3] W. Weißbach, Werkstoffkunde: Strukturen, Eigenschaften, Prüfung, Wiesbaden: Vieweg und Teubner, 2012.
- [4] F. Kramer, Passive Sicherheit von Kraftfahrzeugen; Biomechanik - Simulation - Sicherheit im Entwicklungsprozess, Wiesbaden: Teubner + Vieweg, 2009.
- [5] Regelung der Wirtschaftskommission der Vereinten Nationen für Europa - ECE-R94, Aufprallschutz: Frontalaufprall – Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung der Kraftfahrzeuge hinsichtlich des Schutzes bei einem Frontalaufprall, 2003.
- [6] Regelung der Wirtschaftskommission der Vereinten Nationen für Europa - ECE-R95, Aufprallschutz: Seitenaufprall – Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung der Kraftfahrzeuge hinsichtlich des Schutzes bei einem Seitenaufprall, 2005.
- [7] carhs.training GmbH, SafetyCompanion 2015, Alzenau: Carhs, 2014.
- [8] Insurance Institute of Highway Safety, Small Overlap Frontal Crashworthiness Evaluation Crash Test Protocol, Version II Hrsg., Arlington: IIHS, 2012.
- [9] Insurance Institute of Highway Safety, Status Report – Small Overlap Crashes – New Consumer Test Program Aims for Even Saver Vehicles, Bd. 47, Arlington: IIHS, 2012.
- [10] Destatis – Statistisches Bundesamt, Statistik der Verteilung der Unfallarten in Deutschland, Wiesbaden: Destatis, 2012.
- [11] Destatis – Statistisches Bundesamt, Statistik der Verteilung der Unfälle mit Todesfolge, Wiesbaden: Destatis, 2012.

- [12] U. Seiffert und L. Wech, Automotive Safety Handbook, Warrendale: SAE International, 2007.
- [13] RCAR - Research Council for Automobile Repairs, Low-Speed Structural Crash Test Protocol, Manitoba : RCAR, 2011.
- [14] Europäische Kommission, Richtlinie 70/220/EWG des Rates vom 20. März 1970 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen gegen die Verunreinigung der Luft durch Abgase von Kraftfahrzeugmotoren mit Fremdzündung, 1970.
- [15] Europäische Kommission, Richtlinie 77/102/EWG der Kommission vom 30. November 1976 zur Anpassung der Richtlinie des Rates 70/220/EWG vom 20. März 1970 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedsstaaten über Maßnahmen gegen die Verunreinigung der Luft durch Abgase von Kraftfahrzeugmotoren mit Fremdzündung, 1976.
- [16] Europäisches Parlament; Rat der Europäischen Union, Verordnung (EG) Nr. 443/2009 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 23. April 2009 zur Festsetzung von Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen im Rahmen des Gesamtkonzepts der Gemeinschaft zur Verringerung der CO₂-Emissionen von Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen, 2009.
- [17] D. Schramm und M. Koppers, Das Automobil im Jahr 2025, Wiesbaden: Springer, 2013.
- [18] S. Faßbender, M. Lesemann und C. Sahr, Leichtbaustrategien für Fahrzeugkarosserien, RWTH Aachen: Seminar - Konstruktions- und Werkstoffleichtbau mit Aluminium, 2008.
- [19] H. E. Friedrich, Leichtbau in der Fahrzeugtechnik, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013.
- [20] B. Klein, Leichtbau-Konstruktion - Berechnungsgrundlagen und Gestaltung, Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2009.
- [21] B. Brogliato, Impacts and Mechanical Systems - Analysis and Modelling, Berlin: Springer, 2000.
- [22] C. Woernle, Mehrkörpersysteme: Eine Einführung in die in die Kinematik und Dynamik von Systemen starrer Körper, Berlin: Springer, 2011.
- [23] D. Schramm, M. Hiller und R. Bardini, *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*, Berlin: Springer, 2013.

- [24] Å. Björck, Numerical Methods for Least Squares Problems, Philadelphia: Society for Industrial and Applied Mathematics, 1996.
- [25] M. Knorrenschild, Numerische Mathematik - Eine beispielorientierte Einführung, München: Hanser, 2008.
- [26] T. Huckle und S. Stefan, Numerische Methoden: Eine Einführung für Informatiker, Naturwissenschaftler, Ingenieure und Mathematiker, Berlin: Springer, 2006.
- [27] F. Rieg, R. Hackenschmidt und B. Alber-Laukant, Finite Elemente Analyse für Ingenieure, München: Hansa, 2012.
- [28] J. Ambrósio und J. Dias, Generic Road Vehicle Models For Crash Simulation Based On Multibody Dynamics With Plastic Hinges, Proceedings of Multibody Dynamics 2005: ECCOMAS Thematic Conference, 2005.
- [29] M. Carvalho und J. Ambrósio, Identification of Optimal Multibody Vehicle Models for Crash Analysis, Bd. 48, Warschau: Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2010, pp. 623-643.
- [30] O. Brockmann und K.-H. Modler, Herleitung von Kompatibilitäts-Testkonzepten unter Berücksichtigung unterschiedlicher Zielkriterien und Bewertung der strukturellen Interaktion, Nürnberg: Tagungsband crash.tech, 2003.
- [31] M. Kröger, Methodische Auslegung und Erprobung von Fahrzeug-Crashstrukturen, Universität Hannover: Dissertation, 2002.
- [32] J. P. Dias und M. S. Pereira, Analysis and Design for Train Crashworthiness using Multibody Models, Wien: World Congress on Computational Mechanics, 2002.
- [33] J. Milho, J. A. C. Ambrósio und M. F. O. S. Pereira, Optimization of Train Structural Components for Crashworthiness, Jyväskylä: European Congress on Computational Methods in Applied Sciences and Engineering (ECCOMAS), 2004.
- [34] G. Rill und T. Schaeffer, Grundlagen und Methodik der Mehrkörpersimulation, Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2010.
- [35] W. Schiehlen, Computational Dynamics: Theory and Applications of Multibody Systems, Bd. 25, Amsterdam: Elsevier, European Journal of Mechanics, 2006, pp. 566-594.
- [36] P. E. Nikravesh, Planar Multibody Dynamics - Formulation, Programming and Applications, Boca Raton: CRC Press, 2008.

- [37] L. Papula, Mathematik für Ingenieure und Naturwissenschaftler Band 1. Ein Lehr- und Arbeitsbuch für das Grundstudium, Wiesbaden: Vieweg, 2001.
- [38] G. Engeln-Müllges und F. Reutter, Formelsammlung zur Numerischen Mathematik mit Standard-FORTRAN 77-Programmen, Zürich: BI Wissenschaftsverlag, 1986.
- [39] C. Woernle, Ein systematisches Verfahren zur Aufstellung der geometrischen Schließbedingungen in kinematischen Schleifen mit Anwendung bei der Rückwärtstransformation für Industrieroboter, Universität Stuttgart: Dissertation, 1988.
- [40] M. Hiller, Mechanische Systeme: Eine Einführung in die analytische Mechanik und Systemdynamik, Berlin: Springer, 1986.
- [41] J. Heide, D. Schramm, H. Freienstein und M. Könning, Erstellung und Anwendung effizienter Simulationsmodelle zur physikalischen Beschreibung von Fahrzeugcrashes, Berlin: 7. VDI-Tagung Fahrzeugsicherheit, Innovativer Kfz-Insassen- und Partnerschutz, 2009.
- [42] D. Gross, W. Hauger, J. Schröder und W. A. Wall, Technische Mechanik 3 - Kinetik, Berlin: Springer, 2012.
- [43] W. Kalthoff und M. Becke, Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik: Die Stoßzahl bei Auffahrkollisionen; Ein wesentlicher Parameter zur Bestimmung der HWS-Belastung, Bd. 38, Wiesbaden: Vieweg, 2000.
- [44] H. Appel, G. Krabbel und D. Vetter, Unfallforschung, Unfallmechanik und Unfallrekonstruktion., Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2002.
- [45] U. Stein, Einstieg in das Programmieren mit Matlab, München: Hanser, 2009.
- [46] A. Mertins, Signaltheorie, Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2010.
- [47] A. H. Kaiser, Digital Signal Processing using the Fast Fourier Transform (FFT), Loughborough: GRIN, 2007.
- [48] P. J. M. Van Laarhoven und E. H. L. Aarts, Simulated Annealing: Theory and Applications, Berlin: Springer, 2010.
- [49] P. Grutzmann, Grundlagen der Mathematischen Optimierung - Diskrete Strukturen, Komplexitätstheorie, Konvexitätstheorie, Lineare Optimierung, Simplex-Algorithmus, Dualität, Wiesbaden: Springer, 2013.

- [50] S. Abel-Malek, Verformungs- und Versagensverhalten ausgewählter niedrig legierter Stähle unter Variation von Temperatur, Verformungsgeschwindigkeit und Spannungszustand, TU Chemnitz: Dissertation, 2006.
- [51] W. Alt, Nichtlineare Optimierung - Eine Einführung in Theorie, Verfahren und Anwendungen, Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2011.
- [52] D. Ammon, Modellbildung und Systementwicklung in der Fahrzeugdynamik, Stuttgart: Teubner, 1997.
- [53] U. M. Ascher und L. R. Petzold, Computer Methods for Ordinary Differential and Differential-Algebraic Equations, Philadelphia: Society for Industrial and Applied Mathematics (SIAM), 1998.
- [54] B. Deshpande, *Methodology Development for Simulating Full Frontal and Offset Frontal Impacts Using Full Vehicle MADYMO Models*, New York: ASME Conference Proceedings, 2001.
- [55] E. Faerber, Improvement of Crash Compatibility Between Cars, Windsor: 16 th ESV Conference, 1998.
- [56] H. C. Gabler, *Systems Modelling of Frontal Crash Compatibility*, New Jersey: Rowan University, 2000.
- [57] G. Hippmann, Modellierung von Kontakten komplex geformter Körper in der Mehrkörperdynamik (Dissertation), TU Wien: Dissertation, 2004.
- [58] M. Papageorgiou, Optimierung - Statische, dynamische, stochastische Verfahren für die Anwendung, München: Oldenbourg Verlag, 1996.
- [59] W. Stephan und R. Postl, Schwingungen elastischer Kontinua; Grundlagen – Berechnungsmethoden – Schwingungsmodelle, Stuttgart: Teubner, 1995.
- [60] H.-P. Willumeit, Modelle und Modellierungsverfahren in der Fahrzeugdynamik, Stuttgart: Teubner, 1998.
- [61] H. Friedrich und F. Pietschmann, Numerische Methoden, Berlin: De Gruyter, 2010.
- [62] H. G. Mooi, Simple and Effective Lumped Mass Models for Determining Kinetics and Dynamics of Car-To-Car Crashes, Bd. 5, Delft: International Journal of Crashworthiness, 2000.